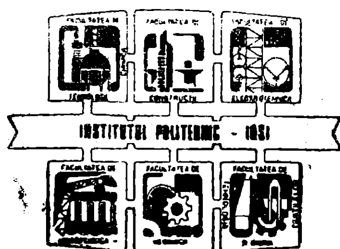
INSTITUTUL POLITEHNIC IAŞI

FACULTATEA DE TEHNOLOGIE CHIMICĂ



Alexandru Stancu Florin Vitan

OPERAŢII ŞI UTILAJE ÎN INDUSTRIA MATERIALELOR DE CONSTRUCŢII

Pentru uzul studenţilor

— 1980 —

I N T R O D U C E R E

PROCES CHIMIC SI PROCES FIZIC INDUSTRIAL

In natură, datorită formelor de mişcare a materiei, se petrec fenomene după legi cunoscute sau încă necunoscute de către om. Un ansamblu de fenomene care se petrec la scară microscopică poate să se manifeste macroscopic ca un proces unitar, numit proces fundamental sau proces macroscopic elementar. De exemplu, dacă se introduce în apă un cristal de clorură de sodiu se observă că dimensiunile cristalului se micşorează pînă la dispariţia acestuia. Acest proces unitar este cunoscut sub numele de dizolvare. El este manifestarea macroscopică a unor fenomene care au loc la scară moleculară sau submoleculară cum ar fi: modificarea echilibrului în reţeaua cristalului, difuzia ionilor de clor şi sodiu în masa lichidului, formarea unor noi legături chimice etc.

Procesele macroscopice elementare se împart în :

- procese macroscopice elementare de transformare de masă (schimbarea stării de agregare, dizolvarea, reacţia chimică, formarea şi creşterea de germeni cristalini, adsorbţia) ;
- procese macroscopice de transformare de energie (transformarea energiei luminoase în energie chimică sau invers, transformarea energiei mecanice în energie termică sau electrică etc.) ;
- procese macroscopice elementare de transfer.

Acestea din urmă pot fi :

a) de transfer de substanță ;

b) de transfer de energie termică sau de căldură ;

c) de transfer de impuls sau de cantitate de mișcare.

Un ansamblu de procese macroscopice elementare formează <u>procesul fizic industrial</u> sau <u>procesul chimic industrial</u>. Termenul "industrial" sugerează scara la care se desfășoară cele două procese, deși ele pot avea loc și la scară de laborator sau la scară semiindustrială.

Procesul tehnologic chimic este la rîndul lui un ansamblu de procese fizice și chimice și poate fi reprezentat, cel mai general, prin schema din figura 1.

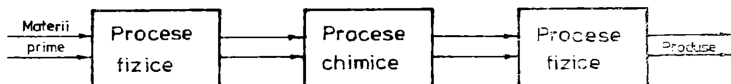


Fig. 1.

Schema procesului tehnologic chimic.

<u>Clasificarea proceselor fizice sau a operațiilor</u>

In literatura de specialitate termenul de proces fizic este înlocuit cu cel de operație ; deoarece aceleași operații pot fi comune mai multor procese tehnologice ele au fost numite, generic, "operații de bază", "operații tip" sau "operații unitare".

Clasificarea operațiilor se face cel mai general după procesul macroscopic elementar determinant din structura lor. În schema de mai jos se dă clasificarea principalelor operații din procesele tehnologice specifice industriei materialelor de construcții :

Operații mecanice →
- Depozitarea materialelor solide
- Transportul materialelor solide
- Mărunțirea materialelor solide
- Clasarea și sortarea materialelor solide
- Dozarea materialelor solide
- Amestecarea materialelor solide

Operații cu transfer de impuls →
- Amestecarea în mediu lichid (agitarea)
- Separarea sistemelor neomogene gazoase
- Separarea sistemelor neomogene lichide
- Transportul lichidelor
- Comprimarea și transportul gazelor

Operații cu transfer de căldură →
- Incălzirea, răcirea
- Fierberea, condensarea

Operații cu transfer de substanță →
- Uscarea materialelor
- Adsorbția

Obiectul cursului de "Operații și utilaje în industria materialelor de construcții" îl constituie tratarea aspectelor teoretice ale proceselor macroscopice elementare sau fundamentale implicate în operații, descrierea utilajelor* în care se desfășoară operațiile și prezentarea normelor de exploatare și întreținere a utilajelor.

---

*) Se adoptă următoarea terminologie :
- aparat : utilaj static, fără organe principale în mișcare;
- mașină : utilaj cu organe principale în mișcare ;
- instalație : ansamblul utilajelor și a conexiunilor dintre ele într-un proces tehnologic.

PARTEA I-îi

PROCESE DE TRANSFER

Capitolul 1. TRANSFER DE IMPULS

1.1. FLUIDE ŞI MODELE DE FLUIDE

Fluidele sînt medii omogene caracterizate prin mobilitate mare, rezistenţă la rupere practic nulă şi deformare uşoară (lipsa unei forme proprii) ; ultima caracteristică este o consecinţă a primelor două. Drept fluide se consideră lichidele şi gazele deşi, în anumite condiţii de temperatură şi presiune, şi corpurile solide pot lua caracteristicile fluidelor. Pentru starea gazoasă se face deosebirea între gazele permanente - gazele necondensabile în condiţii obişnuite de temperatură şi presiune - şi vaporii unei substanţe. Vaporii de apă sînt utilizaţi în practica industrială sub denumirea de abur.

La studierea fenomenelor care au loc în fluide se utilizează modele care simplifică proprietăţile fluidelor practice. Cel mai utilizat este modelul de fluid ideal numit şi fluid perfect sau pascalian, considerat ca mediu omogen, fără vîscozitate (fără interacţiune între molecule) şi necompresibil. Fluidul real este tot un model de fluid considerat ca mediu omogen cu vîscozitate şi compresibilitate. Ambele modele de fluide se consideră supuse atracţiei gravitaţionale.

Denumirea fluidelor de medii omogene nu este valabilă decît la scară macroscopică ; pentru studiul fenomenelor în fluide la scară microscopică trebuie să se ia în considerare fluidul practic cu toate proprietăţile sale, inclusiv structura sa moleculară.

Particula fluidă. Studiul mişcării unui fluid se face, ca în cele mai multe probleme ale fizicii, pornind de la ecuaţiile diferenţiale ale mişcării şi făcînd ipoteza că fluidul este format dintr-o infinitate de particule infinit mici care se menţin în contact prin acţiunea şi reacţiunea unor forţe. O astfel de particulă numită particulă fluidă este formată dintr-un număr mare de molecule, totuşi ea este suficient de mică pentru a fi considerată în calcule ca un element infinit mic ; această ultimă caracteristică a particulei fluide permite aplicarea principiului continuităţii materiei şi integrarea ecuaţiilor diferenţiale ale mişcării fluidelor. Forma particulei în calcule şi demonstraţii este arbitrară şi - după cum este mai comod - se admit particule în formă de paralelipiped, sferă, cilindru etc.

Traiectorie a particulei. Pentru descrierea curgerii se defineşte în cinematică drept traiectorie a particulei linia urmată de o particulă unitară de fluid în mişcare într-o anumită durată de timp. Traiectoria unei particule poate fi materializată de exemplu printr-o particulă de cărbune din fumul ce se ridică dintr-un coş sau de dîra lăsată de o particulă de colorant antrenată într-un curent de lichid.

Linia de curent. Este linia direcţiilor instantanee ale vectorilor viteză ai unei serii de particule ale fluidului. Linia de curent nu este în general identică cu traiectoria particulei ; în timp ce traiectoria particulei se referă la drumul parcurs de o particulă unitară de fluid, linia de curent este o reprezentare instantanee a direcţiilor vitezelor unui ansamblu de particule. In figura 1.1 se arată cum se reprezintă linia de curent într-un punct dat A_0 din interiorul fluidului în mişcare : particula m_0 care la momentul τ trece prin punctul A_0 parcurge în intervalul de timp $d\tau$ distanţa elementară A_0A_1. In acelaşi interval de timp o altă particulă m_1, care se află în

punctul A_1 la momentul τ, parcurge distanța A_1A_2. Tot în-

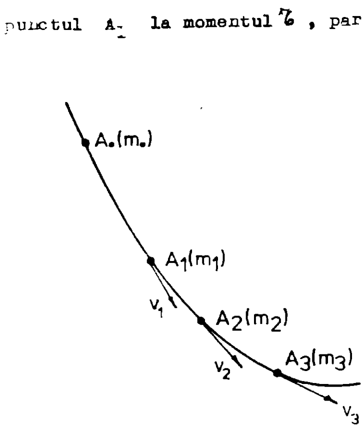


Fig. 1.1.
Linia de curent.

tervalul de timp $d\tau$ particula m_2, care se afla la momentul τ în A_2 parcurge distanța elementară A_2A_3 etc. Reprezentînd vectorii viteză pentru particulele m_o, m_1, m_2 etc. în punctele A_o, A_1, A_2 etc., aceștia sînt tangenți la curba care trece prin $A_oA_1A_2$ etc., care este linia de curent. Mărimea și direcția vectorilor viteză poate varia de-a lungul liniei de curent ; dacă nici direcția, nici mărimea vectorilor viteză nu variază, linia de curent se suprapune peste traiectoria particulei.

Din definiția liniilor de curent rezultă următoarele proprietăți :

- liniile de curent vin de la infinit și pleacă la infinit ;
- liniile de curent nu se intersectează (ceea ce ar însemna ca într-un singur punct - cel de intersecție - să existe două viteze diferite ca mărime și direcție) ;
- liniile de curent se aștern pe un corp în mișcare în interiorul fluidului.

<u>Tub de curent și fir de curent</u>. Dacă într-un fluid în mișcare se consideră o curbă închisă și se reprezintă liniile de curent care trec la un moment dat prin toate punctele acestei curbe, se formează un tub de lungime nedefinită numit "tub de

curent" (fig. 1.2) prin care fluidul curge în acel moment ca şi cum tubul ar avea pereţi rigizi. Dealtfel tot tub de curent sau tub de curgere poate fi numită o conductă rigidă prin care curge un fluid.

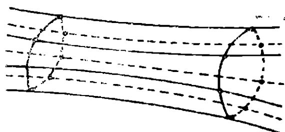


Fig. 1.2.
Tub de curent.

Dacă se reduce secţiunea tubului de curent la un element foarte mic, tubul se reduce la un "fir de curent" sau fir de curgere.

1.2. STATICA FLUIDELOR

Statica fluidelor sau hidrostatica este o ramură a hidrodinamicii în care se studiază condiţiile de echilibru a fluidelor, acţiunea lor asupra suprafeţelor rigide cu care vin în contact şi condiţiile de stabilitate a corpurilor plutitoare sau imersate. In continuare se tratează doar aspectele staticii fluidelor cu aplicaţii în operaţiile prezentate în cadrul cursului.

1.2.1. Echilibrul fluidelor în cîmp gravitaţional. Presiune hidrostatică

Starea de repaus sau de echilibru a fluidelor se defineşte prin absenţa vitezelor în masa fluidului faţă de pereţii recipientului în care se află. Chiar în această situaţie, există formele de mişcare ale materiei la scară moleculară şi consecinţa acestor forme de mişcare poate să se manifeste macroscopic. De

exemplu, ca urmare a mişcărilor moleculare în masa unui fluid se produc ciocniri între molecule ; efectele ciocnirilor dintre moleculele fluidului se anulează statistic. Ciocnirile moleculelor fluidului cu o suprafaţă aflată în interior sau cu pereţii recipientului dau naştere la o forţă ; această forţă împreună cu forţele de masă (greutatea sau forţa centrifugă) dă o rezultantă F . Acţiunea rezultantei F asupra unei suprafeţe A (o suprafaţă aflată în interiorul fluidului sau suprafaţa pereţilor recipientului) produce o presiune p numită presiune hidrostatică :

$$p = \frac{F}{A} \qquad (1.1.)$$

Cînd suprafaţa este curbă sau cînd presiunea hidrostatică este variabilă se consideră elementul de suprafaţă dA asupra căruia acţionează rezultanta dF :

$$p = \frac{dF}{dA} \qquad (1.2.)$$

Valoarea presiunii hidrostatice într-un punct oarecare din fluid nu depinde de direcţie ; cu alte cuvinte, oricum s-ar duce un plan prin punctul considerat valoarea presiunii pe acest plan este aceeaşi. Presiunea hidrostatică variază însă cu coordonatele spaţiale, adică : $p = f(x,y,z)$.

1.2.2. Ecuaţiile de echilibru ale lui Euler

Pentru a afla forma funcţiei $p = f(x,y,z)$ în cazul unui fluid aflat în echilibru se consideră din volumul fluidului o particulă fluidă de formă paralelipipedică de volum $dV = dx.dy.dz$. Particula aleasă poate fi considerată ca un corp solid (cu pereţi rigizi) aflat în interiorul fluidului. Pe toate feţele paralelipipedului se exercită forţele de presiune şi forţa de masă ; aceasta din urmă se consideră că se exercită

numai după direcţia axei z (v.fig.1.3). Se presupune sensul pozitiv al forţelor în sensul axelor de coordonate şi se însumează forţele care se exercită asupra elementului de volum dV după cele trei direcţii x,y,z:

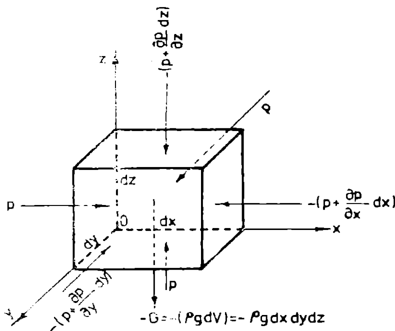


Fig. 1.3.
Pentru deducerea ecuaţiilor de echilibru ale lui Euler.

- după axa x pe faţa de arie dydz, din planul yOz, se exercită forţa p.dy.dz, iar pe faţa de arie, paralelă cu planul yOz şi aflată la distanţa dx de acesta, se exercită forţa $-[p+(\partial p/\partial x)dx]\cdot dydz$.

După celelalte două axe se obţine, asemănător :

- după axa y : $p.dx.dz - [p + (\partial p/\partial y)dy].dx.dz$;
- după axa z : $p.dx.dy - [p + (\partial p/\partial z)dz]dx.dy - \rho.g.dx.dy.dz$

Condiţia de echilibru impune ca suma (rezultanta) forţelor care acţionează asupra elementului de volum să fie nulă, adică :

$$-\frac{\partial p}{\partial x}dx.dy.dz = 0$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y}dy.dx.dz = 0$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z}dz.dx.dy - \rho.g.dx.dy.dz = 0$$

Observînd că $dx.dy.dz = dV \neq 0$ şi schimbînd semnele, ultimele ecuaţii se pot scrie în forma :

$$\partial p/\partial x = 0 \qquad (1.3)$$

$$\partial p/\partial y = 0 \qquad (1.4)$$

$$\partial p / \partial z + \rho \cdot g = 0 \qquad (1.5)$$

Ecuaţiile (1.3) - (1.5) reprezintă ecuaţiile diferenţiale de echilibru ale lui Euler, pentru fluide. Derivatele parţiale $\partial p/\partial x$, $\partial p/\partial y$, $\partial p/\partial z$ reprezintă variaţia presiunii într-un punct pe direcţia celor trei axe ; acest punct ar putea fi punctul O din figura 1.3. Dacă punctul se află în echilibru (este imobil) variaţia presiunii pe direcţia axelor x şi y este nulă iar variaţia pe direcţia axei z este egală şi de semn contrar cu forţa de greutate pe unitatea de volum.

1.2.3. Ecuaţia fundamentală a hidrostaticii

Condiţia de echilibru a fluidului din elementul de volum dV impune ca variaţia forţelor de presiune şi a forţei de masă (greutatea) pe lungimea muchiilor elementului de volum să fie nulă, adică :

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx = 0 \qquad (1.6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} dy = 0 \qquad (1.7)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} dz + \rho \cdot g \cdot dz = 0 \qquad (1.8)$$

Din adunarea ecuaţiilor (1.6) - (1.8) rezultă :

$$dp + \rho \cdot g \cdot dz = 0 \qquad (1.9)$$

unde dp este diferenţiala totală a presiunii iar $\rho . g . dz$ variaţia forţei specifice de masă (greutatea specifică) pe distanţa dz . Prin integrarea ecuaţiei (1.9) se obţine soluţia:

$$p = \rho \cdot g \cdot z = const. \qquad (1.10)$$

Ecuaţia (1.10) este forma funcţiei $p = f(x,y,z)$ căutată; ea exprimă condiţia de echilibru într-un fluid aflat în cîmp gravitaţional şi se numeşte ecuaţia fundamentală a hidrostaticii. Conform acestei ecuaţii, la un fluid aflat în echilibru suma

presiunii hidrostatice şi a variaţiei forţei specifice de masă este constantă în oricare punct considerat din fluid (punctele sînt diferenţiate prin cota z).

1.2.4. Aplicaţii ale ecuaţiei fundamentale a hidrostaticii

Valorile constantei de integrare din ecuaţia (1.10) se determină din condiţii de limită convenabil alese. Astfel, prezintă interes practic deosebit modelul din figura 1.4 unde s-a reprezentat un rezervor în care se află lichid. Distanţa de la un plan de referinţă ($z=0$) pînă la nivelul lichidului în rezervor este z_0 iar distanţa pînă la un punct oarecare (A) în interiorul lichidului este z. La suprafaţa lichidului se exercită presiunea p_0 (dacă rezervorul este deschis p_0 este egală cu presiunea barometrică).

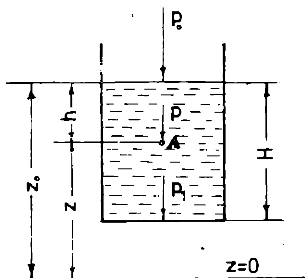


Fig. 1.4.
Aplicaţie a ecuaţiei fundamentale a hidrostaticii.

Pentru un punct oarecare de la suprafaţa lichidului (de la cota z_0) condiţia de echilibru se scrie :

$$p_0 + \rho \cdot g \cdot z_0 = \text{const.} \qquad (1.11)$$

iar pentru punctul A :

$$p + \rho \cdot g \cdot z = \text{const.} \qquad (1.12)$$

Introducînd în ecuaţia (1.12) valoarea constantei de

integrare din ecuaţia (1.11) şi rezolvînd în raport cu p se obţine

$$p = p_0 + \rho \cdot g(z_0 - z) \qquad (1.13.a)$$

sau, conform notaţiilor din figura 1.4 :

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \qquad (1.13.b)$$

Ecuaţia (1.13.b) permite calculul presiunii p care se exercită după oricare direcţie asupra punctului A, aflat la cota Z în interiorul lichidului. Se vede, că această presiune este egală cu presiunea p_0 exercitată la suprafaţa lichidului la care se adaugă presiunea $\rho \cdot g \cdot h$ a coloanei hidrostatice de lichid.

Conform celor demonstrate anterior aceeaşi presiune p se exercită la cota Z şi asupra pereţilor recipientului în interiorul căruia se află lichidul.

Cunoscînd aria secţiunii pe care se exercită presiunea se calculează forţa de presiune. Aceasta trebuie să fie mai mică sau cel mult egală cu forţa de rezistenţă a materialului din care se confecţionează recipientul. Din această condiţie se determină natura materialului şi, eventual, grosimea pereţilor sau modul de execuţie (sudură, nituire, lipire etc.). Calculul se face pentru situaţia cea mai critică, respectiv pentru înălţimea maximă H a coloanei de lichid, cînd presiunea exercitată pe pereţi este :

$$p_1 = p_0 + \rho \cdot g \cdot H$$

Dacă aria secţiunii pe care se exercită presiunea p_1 este A, forţa de presiune va fi :

$$F = p_1 \cdot A \leqslant \sigma \cdot A$$

unde σ este rezistenţa la rupere a materialului.

1.3. DINAMICA FLUIDELOR

Spre deosebire de hidrostatică, dinamica fluidelor sau hidrodinamica studiază legile de mişcare (curgere) a fluidelor ideale şi reale.

1.3.1. Legea de frecare a lui Newton ; viscozitatea fluidelor

Acţiunea forţelor de presiune şi a forţei de greutate se manifestă în acelaşi mod atît la fluidele ideale cît şi la cele reale, la starea de echilibru. Dacă însă prin acţiunea unor forţe externe echilibrul unui fluid este modificat, se poate pune în evidenţă existenţa unor forţe interne care deosebesc fluidul real de cel ideal şi anume, forţele de atracţie dintre molecule- – (coeziunea). Pentru a ilustra cele spuse se consideră un paralelipiped de volum ΔV din volumul unui fluid real (fig. 1.5), paralelipipedul se consideră ca fiind format din mai multe straturi monomoleculare suprapuse. Cele două feţe opuse a şi a' au aria egală, notată cu A şi sînt situate la distanţa Δx. Dacă în planul feţei a acţionează o forţă externă F în sensul indicat pe figură, moleculele din planul feţei a vor fi antrenate în mişcare cu o viteză w, în sensul forţei F ; datorită existenţei forţelor de atracţie

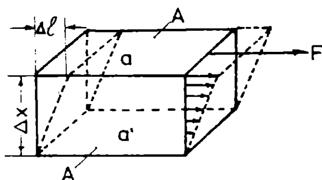


Fig. 1.5.
Deformarea fluidului real sub acţiunea unei forţe tangenţiale.

dintre molecule (forțele de coeziune), moleculele din stratul a antrenează în mișcare moleculele din stratul imediat inferior. Acesta însă se va deplasa cu o viteză mai mică decît w deoarece, la rîndul lui, este supus forțelor de atracție a moleculelor din stratul al treilea. Fenomenul se manifestă în mod asemănător pînă la moleculele din planul feței inferioare a'. Dacă forța F este suficient de mare pentru a realiza deplasarea tuturor straturilor de molecule dintre fețele a și a', atunci paralelipipedul se deformează ca în figură și cele două fețe se vor deplasa cu o diferență de viteză Δw.

Prin raționament empiric Newton a stabilit că "Forța F necesară pentru a menține deplasarea (curgerea) tuturor straturilor dintre fețele a și a' este direct proporțională cu scăderea vitezei pe distanța normală dintre cele două fețe și cu suprafața straturilor în contact" :

$$F = \eta \cdot A \cdot \frac{\Delta w}{\Delta x},$$

sau, trecînd la limită :

$$F = \eta \cdot A \cdot \frac{dw}{dx} \qquad (1.14)$$

Relația (1.14) poartă denumirea de legea lui Newton pentru viscozitate. Coeficientul de proporționalitate η se numește <u>viscozitate dinamică</u> iar

$$\lim_{\Delta x \to 0} \frac{\Delta w}{\Delta x} = \frac{dw}{dx} = \text{grad.w},$$

se numește gradient de viteză.

Viscozitatea dinamică η depinde de natura fluidului, de temperatură și presiune. In sistemul internațional de unități (SI) η se exprimă în $N.s.m^{-2}$ sau $Kg.m^{-1}.s^{-1}$. In sistemul de unități C.G.S., η se exprimă în poise (P) și submultiplii săi ; $1\ P = 1\ g.cm^{-1}.s^{-1} = 10^2\ cP$ (centipoise).

<u>Viscozitatea dinamică relativă</u> η_r, a unui fluid oarecare este raportul dintre viscozitatea dinamică a acelui fluid și

viscozitatea dinamică a unui fluid de referință ; pentru lichide se ia ca lichid de referință apa iar pentru gaze, aerul.

Viscozitatea cinematică ν a unui fluid este raportul dintre viscozitatea dinamică a fluidului şi densitatea sa :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \tag{1.15}$$

- în sistemul internațional ν se exprimă în $m^2.s^{-1}$;

- în sistemul C.G.S., ν se exprimă în stokes (St) şi submultiplii săi ; 1 St = 1 $cm^2.s^{-1}$ = 10^2 c St (centistokes).

Dependența de temperatură a viscozității

Fiind o manifestare a forțelor de interacțiune a moleculelor, viscozitatea este funcție de starea de agitație termică a moleculelor, deci de temperatură. La lichide viscozitatea dinamică scade mult cu temperatura ; la gaze dimpotrivă, viscozitatea dinamică creşte cu temperatura.

Dependența de presiune a viscozității

Viscozitatea dinamică a lichidelor creşte cu presiunea numai din momentul în care compresibilitatea lichidelor nu mai poate fi neglijată. Apa face excepție de la această regulă : la temperaturi joase viscozitatea apei scade cu presiunea ; (la circa 1000 ata viscozitatea apei este mai mică cu 10 % decît la presiune normală şi la aceeaşi temperatură). La gaze viscozitatea dinamică nu variază cu presiunea în limitele ei obişnuite. La presiuni extrem de mici, cînd drumul liber mijlociu al moleculelor este de acelaşi ordin de mărime ca şi dimensiunile spațiului în care se află gazul (de exemplu diametrul conductei)

sau la presiuni extrem de mari cînd volumul ocupat de moleculele gazului ocupă o fracţiune importantă din volumul aparatului, viscozitatea dinamică a gazelor creşte cu presiunea.

Viscozitatea cinematică a lichidelor ca şi cea dinamică, nu depinde de presiune, în limitele sale uzuale. Viscozitatea cinematică a gazelor scade însă cu presiunea.

In tabelul 1.1. se arată variaţia viscozităţii dinamice şi cinematice a fluidelor cu temperatura şi cu presiunea.

Tabelul 1.1.

Natura fluidului	Variaţia viscozităţii dinamice η.		Variaţia viscozităţii cinematice ν.	
	cu temperatura	cu presiunea	cu temperatura	cu presiunea
Gaze (vapori)	creşte	nu variază	creşte	scade
Lichide	scade	creşte	scade	creşte

Calculul viscozităţii dinamice a lichidelor

Pentru rezolvarea problemelor practice viscozitatea gazelor şi lichidelor se poate calcula cu relaţii, cel mai adesea empirice, sau se ia din nomograme şi tabele (de exemplu din manualul inginerului chimist, International Critical Tabeles etc.).

Calculul viscozităţii unui lichid la temperaturi diferite de cele pentru care viscozitatea este dată în tabele sau nomograme se face pe baza legii generale a liniarităţii funcţiilor fizico - chimice a lui Pavlov, aplicată de Porter. Premisa acestei legi o constituie univocitatea funcţiilor fizico - chimice. Referitor la viscozitatea dinamică a unui lichid, condiţia de univocitate se explică în felul următor :

- scriind $\eta = f(t)$, f este o funcţie univocă dacă, şi numai dacă, fiecărei valori a temperaturii t îi corespunde o singură valoare a viscozităţii. Notînd mulţimea valorilor temperaturii lichidului a cărui viscozitate se calculează cu t şi mulţimea valorilor pe care le ia viscozitatea cu η, condiţia de univocitate este arătată în figura 1.6.

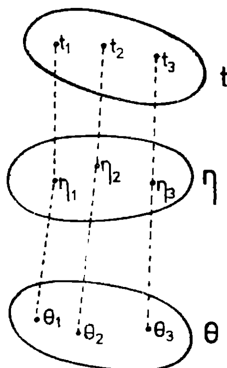


Fig. 1.6.
Corespondenţa univocă între viscozitate şi temperatură.

Pentru un alt lichid, numit lichid de referinţă (de obicei un lichid la care viscozitatea este cunoscută pentru o gamă largă de temperaturi), există alte valori ale temperaturii (θ_1, θ_2 ...) din mulţimea θ (evident $t \subset \theta$) la care el are aceleaşi viscozităţi η_1, η_2 ... ca ale lichidului pentru care se urmăreşte calculul viscozităţii dinamice. In baza premisei de univocitate s-a stabilit că o variaţie a viscozităţii unui lichid de la η_1 la η_2 are loc pentru o variaţie $\Delta t = t_{\eta_1} - t_{\eta_2}$ a temperaturii lichidului. Aceeaşi variaţie a viscozităţii lichidului de referinţă are loc pentru o variaţie $\Delta\theta = \theta_{\eta_1} - \theta_{\eta_2}$ a temperaturii acestuia. Intre cele două variaţii de temperatură Δt şi $\Delta\theta$ există o dependenţă liniară dată sub forma :

$$\frac{t_{\eta_1} - t_{\eta_2}}{\theta_{\eta_1} - \theta_{\eta_2}} = \frac{t_{\eta_2} - t_{\eta_3}}{\theta_{\eta_2} - \theta_{\eta_3}} = .. = K \quad (1.16)$$

Analitic regula liniarităţii se aplică în felul următor : se presupun cunoscute viscozităţile η_1 şi η_2 ale unui lichid

la temperaturile t_{η_1} și t_{η_2} și se cere să se afle viscozitatea η_3 la temperatura t_{η_3}; se caută în tabele sau nomograme temperaturile θ_{η_1} și θ_{η_2} pentru care lichidul de referință are aceleași viscozități η_1 și η_2. Se calculează K în relația (1.16) și apoi temperatura θ_{η_3}. Se citește în tabele sau nomograme viscozitatea lichidului de referință la temperatura θ_{η_3}; această viscozitate va fi egală cu aceea necunoscută a lichidului, la temperatura t_{η_3}.

Regula liniarității se aplică mai expeditiv prin utilizarea graficului din figura 1.7, unde pe ordonata din dreapta este reprezentată viscozitatea lichidului de referință iar pe abscisă temperatura sa. Curba din figură reprezintă variația viscozității lichidului de referință cu temperatura.

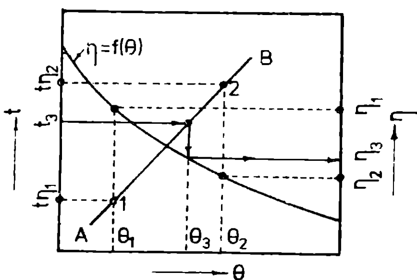


Fig. 1.7.
Calculul viscozității dinamice a lichidelor.

Pe ordonata din stînga este reprezentată temperatura lichidului a cărui viscozitate trebuie calculată. Pornind de la aceleași date cunoscute ca mai înainte, adică t_{η_1} și t_{η_2} și η_1 și η_2 se citește pe diagramă θ_1 și θ_2. Se observă că ecuația (1.16) este o dreaptă de pantă egală cu K și care trece prin cele două puncte $1(\theta_1; t_{\eta_1})$ și $2(\theta_2; t_{\eta_2})$. Se trasează această dreaptă (dreapta AB). La temperatura t_3 la care urmează să se afle viscozitatea η_3 a lichidului se citește temperatura θ_3 la care lichidul de referință are aceeași viscozitate η_3; se citește pe curbă această valoare a viscozității.

1.3.2. Elemente de reologie. Fluide newtoniene și nenewtoniene

Legea lui Newton pentru viscozitate exprimată prin relația (1.14) poate fi scrisă și sub forma :

$$\frac{F}{A} = \tau = \eta .\text{grad}.w \qquad (1.14.a)$$

unde τ se numește tensiune de forfecare sau efort de forfecare ; uneori este numit și efort tangențial sau tensiune tangențială

Primul stadiu în elaborarea teoriei dinamicii fluidelor s-a bazat pe modelul de fluid ideal sau perfect definit mai înainte ; acest model de fluid s-a numit lichidul lui Pascal sau lichidul pascalian. Curgerea unui asemenea fluid este complet lipsită de frecare deoarece tensiunea sa de forfecare este nulă.

Relații matematice pentru descrierea curgerii fluidelor ideale sînt multe dar aplicarea lor la studiul curgerii fluidelor reale a fost destul de restrînsă pînă la introducerea de către Prandtl a conceptului de "strat limită". In esență teoria lui Prandtl limitează efectele de frecare (sau rezistența la curgere), care se manifestă în curgerea fluidelor reale, la un strat subțire de fluid, aflat în imediata vecinătate a suprafeței solide și denumit "strat limită" sau "strat laminar" sau "film". Curgerea în afara acestui strat poate fi considerată fără frecare (fără rezistență) și, prin urmare, în acest domeniu pot fi aplicate relațiile matematice deduse pentru curgerea fluidelor ideale.

Pe baza conceptului lui Prandtl a fost dezvoltat al doilea stadiu al dinamicii fluidelor în care s-au stabilit relații aplicabile la descrierea matematică a curgerii pentru o clasă simplă de fluide reale, așa numite newtoniene sau normal vîscoase. Acestea sînt fluidele la care viscozitatea dinamică η rămîne

constantă pentru orice raport între tensiunea tangențială și gradientul de viteză. Ca fluide newtoniene se comportă în general gazele și lichidele omogene nepolimere.

Al treilea stadiu în dezvoltarea teoriei dinamicii fluidelor este acela care se elaborează astăzi ; acest stadiu a fost impus de utilizarea tot mai largă în industrii a materialelor a căror comportare în curgere nu poate fi descrisă de relațiile caracteristice fluidelor newtoniene. Materiale cu comportare nenewtoniană se întîlnesc în domenii extrem de variate, cum ar fi: industria cauciucului, a maselor plastice și fibrelor sintetice, a petrolului, a săpunului și detergenților, cosmetică și farmaceutică, industria cimentului, industria alimentară, a lacurilor și vopselelor, a hîrtiei. Comportare nenewtoniană manifestă de exemplu și curgerea fluidelor biologice sau a suspensiilor de thoriu sau uraniu în reactoarele nucleare etc.

Una din direcțiile de cercetare a acestor materiale este aceea așa numită reologică, abordată în cadrul reologiei. Reologia - sau știința curgerii - este ramura de știință care se ocupă cu studiul materialelor din punctul de vedere al comportării lor la deformarea continuă (sub acțiunea unor eforturi tangențiale). Solidul euclidian și lichidul pascalian nu formează obiectul reologiei ; reologia se ocupă cu acele corpuri a căror comportări sînt cuprinse între aceste două extreme.

Premisa de bază în reologie este aceea că tuturor corpurilor reale le corespunde o ecuație reologică comună în care presiunea izotropă sau hidrostatică p este corelată cu dilatarea cubică, elastică sau deformarea volumetrică γ_v sub forma :

$$-p = k \cdot \gamma_v \qquad (1.17)$$

unde k este un coeficient de proporționalitate ; corpurile reale se deosebesc unele de altele prin modul cum se comportă sub acțiunea unui efort tangențial sau de forfecare. După acest

criteriu se pot defini trei proprietăţi reologice esenţiale caracterizînd modele de corpuri reale ; aceste proprietăţi sînt : elasticitatea, plasticitatea şi vîscozitatea iar modelele de corpuri, definite pe baza lor, sînt : solidul lui Hooke, plasticul St. Venant şi lichidul lui Newton. Pentru aceste trei modele de corpuri, legătura între tensiunea de forfecare şi deformare se exprimă prin ecuaţiile :

- pentru solidul elastic sau solidul lui Hooke :

$$\tau = G \cdot \gamma \qquad (1.18)$$

unde γ este gradientul recuperabil al deformării, iar G este modul de elasticitate. Solidul elastic suferă deformarea γ sub acţiunea efortului tangenţial τ iar după îndepărtarea acestuia, corpul îşi reia forma (deformarea se recuperează) ;

- pentru lichidul lui Newton :

$$\tau = \eta \cdot \gamma \qquad (1.19)$$

unde γ este gradientul nerecuperabil al deformării sau gradientul de viteză iar η coeficientul de vîscozitate. Deformarea γ sau gradientul de viteză poate fi scrisă şi sub forma (v.fig.1.5) :

$$\gamma = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial l}{\partial t}\right)$$

unde t este timpul ;

l = lungimea maximă a deformaţiei ;

$\partial l / \partial t$ = viteza.

Dacă se schimbă variabilele în raport cu care se face derivarea se obţine :

$$\gamma = \frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial l}{\partial x}\right)$$

In ultima relaţie $\partial l / \partial x$ reprezintă deformarea locală iar derivata ei în raport cu timpul este viteza de deformare. Prin urmare se poate afirma că γ reprezintă viteza de deformare sau de forfecare sub acţiunea unui efort tangenţial. Lichidul lui Newton se deformează ireversibil (curge) sub acţiunea tensiunii tangen-

ţiale τ ;

- pentru plasticul St.Venant :

$$\tau = \tau_0 \qquad (1.20)$$

Plasticul St.Venant se comportă pînă la pragul de tensiune τ_0 ca un solid euclidian (corp complet nedeformabil) iar apoi ca un lichid pascalian.

Din punct de vedere reologic solidul euclidian este descris de ecuaţia :

$$\gamma = 0$$

adică pentru $0 \leq \tau \leq \infty$ deformarea este nulă . Lichidul pascalian este descris de ecuaţia

$$\tau = 0$$

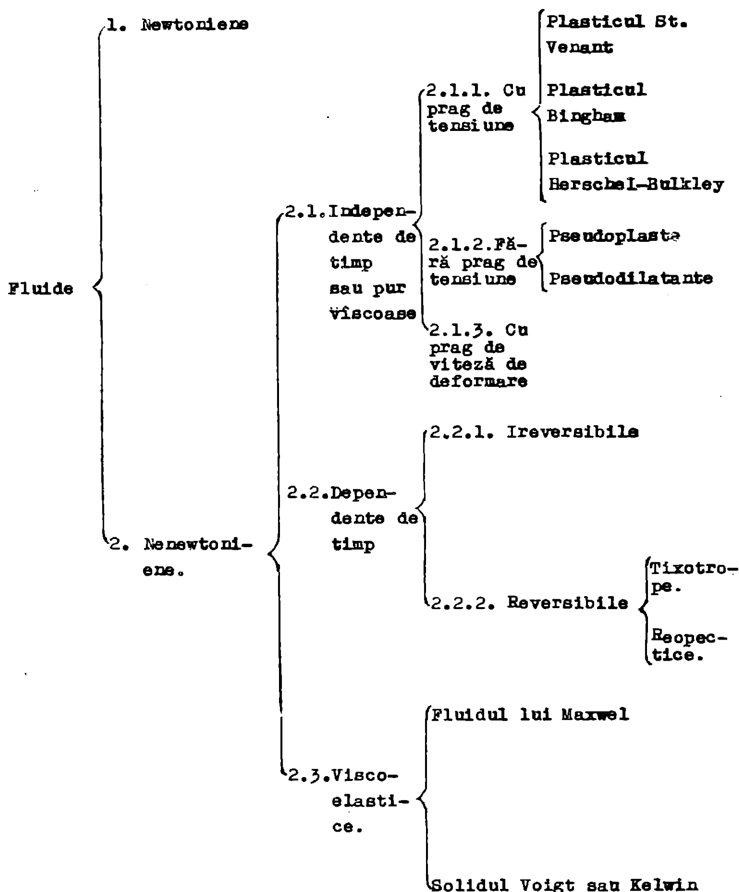
deoarece pentru eforturi tangenţiale >0 deformarea poate lua valori între 0 şi ∞.

1.3.3. Clasificarea corpurilor fluide

Funcţie de comportarea lor la eforturile de forfecare fluidele se pot clasifica după schema de mai jos (pg. 23).

Fluidele dependente de timp sînt acelea pentru care viteza de forfecare într-un punct dat este exclusiv dependentă de tensiunea de forfecare din acel punct şi nu depinde de durata aplicării ei, $[\dot{\gamma} = f(\tau)]$. Aceste fluide sînt uneori denumite fluide nenewtoniene vîscoase sau pur vîscoase. In fig. 1.8 se dă o clasificare a lor pe baza lipsei sau existenţei unui prag de tensiune sau a unui prag de viteză de deformare.

Fluidele cu prag de tensiune (curbele 1, 2, 3) se comportă peste pragul de tensiune τ_0 ca : un lichid newtonian (plasticul Bingham - curba 2) ; un fluid pseudoplastic (curba 1) ; un lichid pseudodilatant (plasticul Herschel-Bulkley-curba 3) ; plasticul



Clasificarea corpurilor fluide.

St.Venant. O astfel de comportare se explică prin structura internă tridimensională care este capabilă de a împiedeca deformarea (curgerea) pentru valori ale eforturilor tangențiale mai mici decît pragul τ_0.

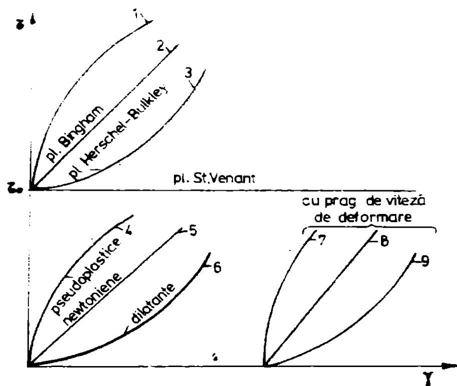


Fig. 1.8.
Clasificarea fluidelor nenewtoniene independente de timp.

Fluidele fără prag de tensiune (curbele 4, 5, 6) reprezintă comportarea reologică a majorității fluidelor reale. Curbele lor de curgere sînt caracterizate prin liniaritate la viteze mici de forfecare și uneori, la viteze foarte mari. Panta porțiunilor liniare se notează cu η_0 și se numește viscozitate la viteză de forfecare nulă și η_∞ și se numește viscozitate la viteză de forfecare infinită. După cum este arătat pe figură, din categoria fluidelor fără prag de tensiune fac parte fluidele pseudoplastice și cele dilatante ; la cele pseudoplastice viscozitatea scade cu creșterea vitezei de forfecare (raportul $\tau/\dot{\gamma}$ scade) iar la fluidele dilatante viscozitatea crește cu creșterea vitezei de forfecare. La fluidele newtoniene, care pot fi considerate ca un caz particular al celorlalte două, viscozitatea rămîne constantă.

Comportări de pseudoplaste manifestă : adezivii, unele soluții de cauciuc, soluții sau topituri de polimeri, grăsimile, suspensiile de amidon, soluțiile utilizate în industria fibrelor,

maioneza, suspensiile de detergenţi, săpunul etc.

Comportări de materiale dilatante manifestă : unele suspensii apoase de TiO_2, praful de piatră în soluţii de zahăr, guma arabică în soluţii de borax, amidonul, silicatul de potasiu, nisipul umed, soluţiile de pigmenţi cu conţinut mare de fază dispersă (mică, cuarţ) etc.

Fluidele cu prag de viteză de deformare (curbele 7, 8, 9) sînt cazuri izolate şi nu se referă propriu-zis la fluide ; la unele materiale (exemplu unele paste din argilă, aluatul) prin solidificare cresc tensiunile interne. Aceste tensiuni sînt cauza unor deformări ("curgeri") care conduc la modificarea formei obiectului.

Fluidele dependente de timp. Sînt acelea pentru care viteza de forfecare este funcţie atît de mărimea cît şi de durata aplicării tensiunii de forfecare $[\dot{\gamma} = f(\tau, t)]$. Dependenţa de timp poate fi reversibilă sau ireversibilă. Din categoria fluidelor a căror comportare reologică depinde reversibil de timp fac parte fluidele tixotrope şi cele reopectice.

Tixotropia este definită ca o transformare reversibilă soluţie - gel - soluţie.

Fluidele tixotrope prezintă o descreştere reversibilă în timp a tensiunii tangenţiale la o viteză de forfecare constantă şi la o temperatură fixată. Tensiunea tangenţială poate, în timp, să se apropie de unele valori limită, în conformitate cu echilibrul structural corespunzător vitezei de forfecare, şi apoi să scadă (fig. 1.9). Dacă valoarea tensiunii de forfecare este măsurată într-o singură experienţă în care viteza de forfecare creşte continuu de la zero la valoarea maximă şi apoi, imediat, descreşte continuu la zero, se va obţine o curbă "histerezis" (fig. 1.10). Aliura curbelor este valabilă pentru o anumită valoare a creşterii şi descreşterii vitezei de forfecare ; la

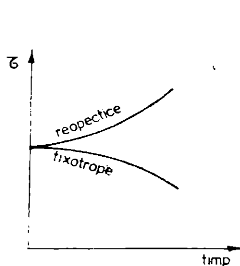


Fig. 1.9.
Variaţia în timp a tensiunii tangenţiale.

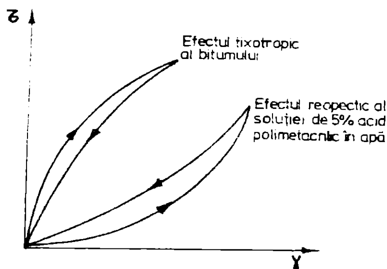


Fig. 1.10.
Efectul tixotropic şi reopectic.

alte astfel de valori, conturul curbelor va fi altul.

Efectul tixotropic este caracteristic pentru majoritatea suspensiilor de argilă. De exemplu, dacă o suspensie apoasă de montmorilonit este vărsată într-un tub şi este ţinută un timp în repaus, ea se transformă într-un gel rigid şi nu curge chiar dacă tubul este răsturnat ; lovirea uşoară a tubului este însă suficientă pentru ca gelul să devină fluid. Această experienţă se poate repeta de mai multe ori.

Efecte tixotrope manifestă, de asemenea, guma arabică, cărbunii, oxizii de fier, unele substanţe organice etc.

Fluidele reopectice, numite şi antitixotropice, se întîlnesc mai rar. Ele manifestă o creştere reversibilă a efortului de forfecare în condiţii izoterme. Si la aceste fluide se obţine un ciclu "histerezis" (v.fig.1.10), dar variaţia efortului de forfecare este opusă aceleia a materialelor tixotrope.

<u>Fluidele viscoelastice</u>. Aşa cum le arată şi numele, fluidele viscoelastice manifestă atît proprietăţi vîscoase cît şi proprietăţi elastice. In contrast cu fluidele pur vîscoase, fluidele viscoelastice se deformează ("curg") cînd sînt supuse la eforturi de forfecare însă o parte din deformare este recuperată

după îndepărtarea efortului. Un efect viscoelastic apare, de exemplu, la extrudarea fibrelor sintetice (nylonul) prin orificii fine ; secţiunea transversală a fibrei obţinute este mai mare ca aceea a filierei de extrudere, ca urmare a recuperării parţiale a elasticităţii materialului.

Proprietăţi viscoelastice mai manifestă : bitumurile, făina de aluat, napalmul, polimerii în soluţii sau topituri etc.

1.3.4. Mărimi caracteristice în curgere. Debit, viteză medie de curgere

In practică, sub acţiunea unei energii, fluidele se deplasează prin conducte şi aparate de secţiuni diferite ca formă şi mărime (cel mai adesea secţiunea transversală este circulară).

Se numeşte debit volumic cantitatea de fluid, exprimată în unităţi de volum, care curge printr-o secţiune în unitatea de timp. Debitul volumic este notat cu V la care se afectează un indice inferior care arată unităţile în care este exprimat timpul :

$$\left[V_s\right]_{S.I.} = m^3/s \; ; \; \left[V_h\right] = m^3/h$$

Debitul masic G_s reprezintă cantitatea de fluid, exprimată în unităţi de masă, care curge printr-o secţiune în unitatea de timp. In S.I. debitul masic se exprimă în Kg/s.

Corelarea debitului volumic cu cel de masă se face prin intermediul densităţii ρ a fluidului :

$$G_s = V_s \cdot \rho \qquad (1.21)$$

Viteza medie volumică, w . La definirea viscozităţii s-a arătat că nu toate straturile de fluid se deplasează cu aceeaşi viteză ci, există o variaţie a vitezei straturilor de fluid, reprezentată în fig. 1.5 ca o variaţie proporţională. In realitate

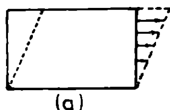
această proporționalitate nu este respectată pentru o gamă largă de fluide și ea se manifestă după o curbă, după cum se arată în figura 1.11 (b). Pentru că practic este greu să se stabilească exact distribuția vitezelor (ecuația curbei), în calcule se folosește o viteză medie volumică, definită ca reprezentînd raportul dintre volumul de fluid care curge în unitatea de timp și aria secțiunii transversale de curgere S :

$$w = \frac{V_s}{S}\ ,\ m/s \qquad (1.22)$$

In legătură cu debitul masic G_s se definește <u>viteza medie masică</u> w_m ca raportul dintre masa de fluid care curge în unitatea de timp și aria secțiunii transversale de curgere :

$$w_m = \frac{G_s}{S}\ ,\ Kg/m^2.s \qquad (1.23)$$

Reprezentînd debitul masic pe unitatea de secțiune de curgere, viteza masică se mai numește și debit masic specific sau flux de masă unitar.


(a)


(b)

Fig. 1.11.
Variația vitezei straturilor de fluid de la un perete solid spre interiorul fluidului: (a)-variație proporțională cu distanța de la perete; (b)-variația după o curbă.

Din relațiile (1.22) și (1.23) se stabilește corelația între viteza medie volumică și viteza medie masică :

$$w_m = w \cdot \rho \qquad (1.24)$$

1.3.5. Caracterul curgerii fluidelor prin conducte sau canale

Există mai multe criterii pentru a clasifica curgerea unui fluid ; din acestea, două sînt mai importante :

1. – după desfăşurarea în timp sau după variaţia în timp a proprietăţilor fluidului ;

2. – după structura fizică a mişcărilor particulelor fluidului.

Primul criteriu permite deosebirea a două tipuri de curgeri: curgerea în regim staţionar şi curgerea în regim nestaţionar.

La curgerea în regim staţionar, sau staţionară, într-un anumit punct determinat în fluid, totalitatea mărimilor fizice ale fluidului şi parametrii curgerii (debit, viteză, presiune, temperatură) rămîn constante în timp. Dacă se simbolizează prin u o mărime fizică a fluidului sau un parametru al curgerii, condiţia de curgere staţionară se exprimă prin relaţia :

$$\frac{du}{d\tau} = 0 \qquad (1.25)$$

La curgerea în regim nestaţionar, sau nestaţionară, toate mărimile care caracterizează curgerea sînt funcţie atît de timp cît şi de coordonatele spaţiului :

$$\frac{du}{d\tau} \neq 0 \qquad (1.26)$$

După al doilea criteriu se deosebesc trei regimuri de curgere : în regim laminar, în regim intermediar şi în regim turbulent sau, mai scurt, curgere laminară, intermediară şi turbulentă.

Sub aspect calitativ regimul de curgere a unui fluid poate fi pus în evidenţă prin experienţa efectuată pe instalaţia din figura 1.12. Instalaţia constă dintr-un rezervor cu lichid la

care se racordează lateral un tub din sticlă prevăzut cu robinetul R_2 la capătul liber. Curgerea lichidului prin acest tub

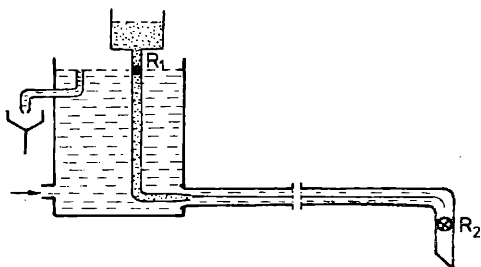


Fig. 1.12.
Instalaţie pentru determinarea regimului de curgere.

trebuie să fie în regim staţionar, în care scop rezervorul este prevăzut cu o conductă de preaplin ; nivelul lichidului în rezervor, respectiv energia coloanei hidrostatice de lichid sub acţiunea căreia are loc curgerea, se menţine în acest fel constant (evident rezervorul este alimentat continuu). Dintr-un mic rezervor se scurge un colorant prin tubul subţire prevăzut cu robinetul R_1 ; capătul tubului subţire pătrunde coaxial în tubul prin care curge lichidul de cercetat.

Dacă diametrul tubului de sticlă nu este prea mare şi, de asemenea, dacă viteza de curgere a lichidului nu este mare (robinetul R_2 este numai puţin deschis), lichidul din tub se deplasează în straturi paralele, traiectoriile particulelor nu se intersectează între ele ; firul de colorant se menţine drept şi subţire pe toată lungimea tubului de curgere, ceea ce dovedeşte absenţa amestecării straturilor de lichid. Această curgere în straturi paralele poartă denumirea de curgere laminară de la

cuvîntul latinesc "lamina" - strat. Uneori curgerea laminară se mai numește curgere în regimul lui Poiseuille - medic francez care a studiat-o.

Dacă robinetul R_2 este deschis mai mult, viteza lichidului crește și la un moment dat firul de colorant se îndoaie, se îngroașă și, la viteze suficient de mari, se destramă în mai multe șuvițe care se încrucișează, se întrețes iar, după un timp scurt, masa lichidului din tub se colorează în întregime. Curgerea are în acest caz un caracter dezordonat, sub forma unor turbioane sau vîrtejuri care se amestecă atît în plan transversal cît și în cel longitudinal. Această curgere se numește turbulentă sau în regim turbulent. De menționat că în practica industrială curgerea fluidelor prin aparate este aproape întotdeauna în regim turbulent pentru că în acest regim de curgere procesele de transfer de căldură și de masă se desfășoară cu viteze mari.

Intre cele două regimuri, considerate extreme, există evident un regim de tranziție numit regim intermediar.

Profilul vitezelor în curgere. Caracterul curgerii fluidelor poate fi stabilit și după distribuția vitezelor. De exemplu la curgerea laminară (v.fig. 1.13), cînd particulele de fluid

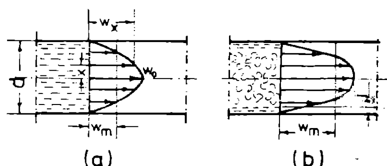


Fig. 1.13.
Profilul vitezelor în curgerea fluidelor prin conducte : (a) - curgere laminară ; (b) - curgere turbulentă.

se deplasează în straturi paralele, viteza particulelor este maximă în axul conductei şi scade spre margini, la început încet apoi din ce în ce mai repede ; la perete, datorită forţelor de adeziune, viteza particulelor este nulă. Din măsurători experimentale s-a constatat că distribuţia vitezelor în curgerea laminară se face după un paraboloid de revoluţie ; într-un plan care trece prin axul conductei această distribuţie apare sub forma unei parabole. In figura 1.13 s-au notat următoarele mărimi: w_o - vectorul viteză în axul conductei ; w_x - vectorul viteză la distanţa x faţă de ax ; w_m - viteza medie, considerată în calcule ; d - diametrul interior al conductei.

La curgerea turbulentă distribuţia vitezelor apare în planul care trece prin axul conductei tot ca o parabolă dar aceasta este deformată (o parabolă aplatizată) ; în apropierea peretelui conductei există un strat de grosime δ în care are loc o scădere aproximativ liniară a vitezei pînă la valoarea zero. In acest strat, numit strat laminar, strat limită, sau film, curgerea îşi păstrează caracterul laminar, chiar dacă în volumul principal de fluid curgerea este în regim turbulent. Stratul limită sau stratul laminar a fost utilizat, după cum s-a menţionat mai înainte, de Prandtl la descrierea matematică a proceselor de curgere. Grosimea δ a stratului laminar nu este definită dar se ştie că ea depinde de proprietăţile fluidului (în special de viscozitate), de asperităţile conductei şi de viteza de curgere a fluidului.

Legătura între viteza w_x a fluidului, considerată la distanţa x de la axul conductei, şi viteza medie w_m se stabileşte prin următoarele relaţii :

- pentru curgerea laminară :

$$w_x = 2\ w_m \left[1 - \left(\frac{2x}{d}\right)^2\right] \qquad (1.27)$$

care, pentru $x = 0$ devine $w_x = w_o = 2\ w_m$. Prin urmare în cazul curgerii laminare viteza medie de curgere folosită în calcule se ia 0,5 din viteza maximă (viteza la axul conductei).

- pentru curgerea turbulentă :

$$w_x = 1{,}19\ w_m \left[1 - \left(\frac{2x}{d}\right)^{1,25}\right]^{1/7} \qquad (1.28)$$

In acest caz pentru $x = 0$ se obţine $w_x = w_o = 1{,}19\ w_m$, sau $w_m = (1/1{,}19)w_o$.

Prin cercetări experimentale asupra proceselor de curgere Osborne Reynolds (1883) a stabilit că regimul de curgere a unui fluid depinde sub aspect cantitativ, de trei factori principali : viteza medie volumică, diametrul interior al conductei şi viscozitatea fluidului. Corelarea acestor factori a condus la formularea unui număr criterial, adimensional, notat cu Re şi numit numărul sau criteriul lui Reynolds :

$$Re = \frac{w.d}{\nu} \qquad (1.29)$$

sau, folosind viscozitatea dinamică η în locul viscozităţii cinematice ν :

$$Re = \frac{w.d.\rho}{\eta} \qquad (1.29.a)$$

In cazul curgerii fluidelor prin conducte sau canale delimitarea regimurilor de curgere este următoarea :

- curgere laminară : $Re < 2320$;
- curgere intermediară : $2320 < Re < 10.000$;
- curgere turbulentă : $Re > 10.000$.

Diametru echivalent. Cînd curgere fluidului se face prin conducte sau canale a căror secţiune de curgere nu este cilindrică, în calculul criteriului Reynolds se utilizează aşa-numitul diametru echivalent al secţiunii de curgere care este egal cu patru raze hidraulice :

$$d_{ech.} = 4\ r_h \qquad (1.30)$$

Raza hidraulică reprezintă raportul între secţiunea liberă de curgere şi perimetrul udat de fluid :

$$r_h = \frac{S}{P} \qquad (1.31)$$

De exemplu, pentru o conductă de secţiune pătratică cu latura a, diametrul echivalent va fi :

$$d_{ech.} = 4\ r_h = 4 \cdot \frac{S}{P} = \frac{4 \cdot a^2}{4 \cdot a} = a$$

<u>Lungimea de stabilizare a curgerii</u>. La ieşirea unui fluid dintr-un rezervor sau aparat, respectiv la intrarea sa în conducta cu care acesta este în legătură,curgerea are pe o anumită distanţă un caracter diferit de cel de pe traseul conductei. De exemplu structura fizică a mişcărilor particulelor de fluid şi distribuţia vitezelor acestora dată în figura 1.13, este valabilă la distanţa ℓ de la intrarea fluidului în conductă. Această distanţă, după care curgerea se consideră stabilizată, se numeşte lungime de pornire sau lungime de stabilizare a curgerii. Este recomandabil ca instrumentele de măsură (debitmetre, termometre, termocuple etc), să se monteze pe conducte după lungimea de stabilizare a curgerii; în cazul curgerii turbulente lungimea de stabilizare se consideră de aproximativ 40 de ori diametrul interior al conductei.

Pe baza factorilor calitativi şi cantitativi prezentaţi se pot defini alte două moduri sau modele idealizate de curgere : <u>curgere cu deplasare ideală</u> şi <u>curgere cu amestecare ideală</u> sau cu amestecare perfectă.

In curgerea cu deplasare ideală se presupune că straturile de fluid se deplasează paralel (este exclusă posibilitatea amestecării straturilor) şi cu aceeaşi viteză pe toată secţiunea transversală de curgere. Acest tip de curgere se mai numeşte

şi curgere cu front plan de viteze sau curgere tip piston.

In curgerea cu amestecare ideală, după cum o arată şi numele, se consideră că se face o amestecare perfectă a particulelor, cu alte cuvinte pe lîngă viteza de înaintare particulele mai au o viteză de deplasare într-un plan perpendicular pe direcţia de curgere. Acest tip de curgere conduce la omogenizarea tuturor proprietăţilor fluidului în planul secţiunii de curgere.

Cele două modele de curgere, cu deplasare ideală şi cu amestecare ideală, sînt utile la proiectarea reactoarelor industriale.

1.3.6. Ecuaţiile fundamentale ale dinamicii fluidelor

Procesul de curgere este descris din punct de vedere matematic de sistemul de ecuaţii alcătuit din ecuaţiile diferenţiale de bilanţ de masă, de impuls sau cantitate de mişcare şi de energie mecanică.

1.3.6.1. Legea conservării masei aplicată în curgere. Ecuaţii de continuitate

Aplicarea legii conservării masei la curgerea nestaţionară a unui fluid permite stabilirea ecuaţiei diferenţiale de bilanţ de masă. Pentru aceasta se consideră din fluidul în curgere o particulă fluidă de volum $dV = dx.dy.dz$ unde dx, dy şi dz reprezintă lungimea muchiilor într-un sistem rectangular de axe (fig. 1.14).

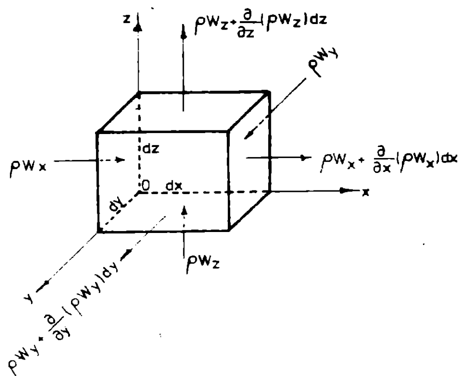


Fig. 1.14.
Stabilirea ecuației diferențiale de bilanț de masă.

Conform principiului conservării masei, variația în timp a masei elementului de volum sau acumularea trebuie să fie egală cu diferența între cantitățile intrate și cele ieșite :

$$m_a = (\sum m_i)_{intrate} - (\sum m_i)_{ieşite} \tag{1.32}$$

unde : m_a reprezintă masa acumulată în elementul de volum dV ;

$(\sum m_i)_{intrate}$ - suma cantităților intrate ;

$(\sum m_i)_{ieşite}$ - suma cantităților ieșite.

După cum se vede din figura 1.14, după direcțiile axelor x, y și z, intră pe fețele elementului de volum debitele masice specifice sau fluxurile unitare de masă $\rho \cdot w_x$, $\rho \cdot w_y$ și $\rho \cdot w_z$; w_x, w_y și w_z reprezintă componentele vectorului vitezei medii volumice w . Prin ρ s-a notat densitatea fluidului.

Fluxurile ieșite după cele trei direcții sînt egale cu fluxurile intrate la care se adaugă variațiile corespunzătoare:

- după axa x : $\rho \cdot w_x + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot w_x)$;

- după axa y : $\rho \cdot w_y + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot w_y)$;

- după axa z : $\rho \cdot w_z + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w_z)$.

Fluxurile unitare înmulţite cu secţiunile corespunzătoare de curgere şi cu timpul dau cantităţile de fluid intrate şi ieşite din elementul de volum :

$$(\sum m_i)_{intrate} = \rho \cdot w_x \cdot dy \cdot dz \cdot d\tau + \rho \cdot w_y \cdot dx \cdot dz \cdot d\tau + \rho \cdot w_z dx \cdot dy \cdot d\tau \qquad (1.33)$$

$$(\sum m_i)_{ieşite} = \rho \cdot w_x \cdot dy \cdot dz \cdot d\tau + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot w_x) dy \cdot dz \cdot dx \cdot d\tau + \rho \cdot w_y \cdot dx \cdot dz \cdot d\tau + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot w_y) dx \cdot dz \cdot dy \cdot d\tau + \rho \cdot w_z \cdot dx \cdot dy \cdot d\tau + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w_z) dx \cdot dy \cdot dz \cdot d\tau \qquad (1.34)$$

Dacă fluidul este necompresibil (dV = constant), masa acumulată m_a este egală cu variaţia în timpul $d\tau$ a masei elementului de volum :

$$m_a = \frac{\partial m}{\partial \tau} = \frac{\partial \rho}{\partial \tau} d\tau \cdot dV \qquad (1.35)$$

Prin intermediul ecuaţiilor (1.33) - (1.35), ecuaţia (1.32) devine :

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = -\left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot w_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot w_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w_z)\right] \qquad (1.36)$$

Prin derivarea în raport cu cele trei direcţii a produselor $\rho \cdot w_x$, $\rho \cdot w_y$ şi $\rho \cdot w_z$ şi după gruparea convenabilă a termenilor ecuaţia (1.36) se poate scrie sub forma :

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho}{\partial x} w_x + \frac{\partial \rho}{\partial y} w_y + \frac{\partial \rho}{\partial z} w_z = -\rho \cdot \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z}\right) \qquad (1.37)$$

Termenii din stînga din ecuaţia (1.37) reprezintă derivata totală a densităţii $D\rho/d\tau$ iar termenii din paranteză reprezintă divergenţa vitezei simbolizată prin $\nabla \cdot w$. Prin urmare ecuaţia

(1.37) se scrie restrîns :

$$\frac{D\rho}{d\tau} = - \rho \cdot \nabla \cdot w \qquad (1.38)$$

Ecuaţia (1.38) reprezintă ecuaţia diferenţială de bilanţ de masă pentru curgerea nestaţionară a unui fluid. Ea este cunoscută în literatură de specialitate şi sub denumirea de ecuaţia diferenţială a continuităţii curentului, sau ecuaţia de continuitate.

Forme ale ecuaţiei de continuitate :

- Pentru fluide necompresibile în curgere izotermă, staţionară $D\rho/d\tau = 0$ şi ecuaţia (1.38) se reduce la expresia :

$$\rho \cdot \nabla \cdot w = 0 \qquad (1.39)$$

sau, pentru că $\rho \neq 0$:

$$\nabla \cdot w = 0 \qquad (1.39.a)$$

Relaţia (1.39.a) reprezintă, prin urmare, ecuaţia diferenţială de bilanţ de masă pentru curgerea fluidelor necompresibile şi în regim staţionar.

Ecuaţia bilanţului macroscopic de masă în curgerea staţionară a unui fluid

Dacă curgerea este unidimensională, de exemplu numai după direcţia axei x, componentele w_y şi w_z ale vitezei se anulează şi ecuaţia (1.39.a) se transformă într-o ecuaţie diferenţială ordinară de forma :

$$\frac{d\, w_x}{dx} = 0 \qquad (1.40)$$

Inmulţind ecuaţia (1.40) cu ρ.dV (masa elementului de volum) şi integrînd se obţine :

$$\rho \cdot dV . d\left(\frac{w_x}{x} \right) = 0$$

$$\rho \cdot dV . \frac{w_x}{x} = 0 \qquad (1.41)$$

In ecuaţia (1.41) termenul din stînga reprezintă debitul masic G_s al fluidului în curgere iar C este o constantă de integrare. Prin urmare se poate scrie :

$$G_s = C \qquad (1.41.a)$$

Ecuaţia (1.41.a) reprezintă forma macroscopică a bilanţului de masă pentru curgerea staţionară izotermă, a unui fluid necompresibil. Ea poartă, de asemenea, denumirea de ecuaţie de continuitate. O aplicaţie a acestei ecuaţii rezultă din figura 1.15 în care s-a reprezentat un traseu de curgere, o conductă, prin 1-1, 2-2 şi 3-3 s-au notat trei secţiuni diferite de curgere S_1, S_2 şi S_3. Dacă curgerea fluidului este izotermă şi în regim staţionar, conform ecuaţiei (1.41.a) debitul masic de fluid prin cele trei secţiuni este acelaşi. Pe baza ecuaţiilor (1.21) şi (1.22) afirmaţia de mai sus se transformă în relaţia :

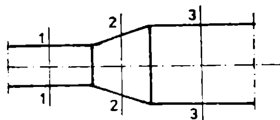


Fig. 1.15.
Aplicaţie a ecuaţiei de continuitate.

$$\rho_1 \cdot w_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot S_2 = \ldots = C$$

sau, dacă densitatea nu variază de la o secţiune la alta :

$$w_1 \cdot S_1 = w_2 \cdot S_2 = \ldots = V_s, \ m^3/s \qquad (1.42)$$

Ecuaţia (1.42) reprezintă forma ecuaţiei de continuitate în cazul curgerii staţionare a unui fluid a cărui densitate este constantă. Ea se foloseşte în calculul vitezei de curgere sau a secţiunii atunci cînd este dat debitul volumic de fluid.

1.3.6.2. Legea conservării impulsului aplicată în curgere. Ecuaţiile diferenţiale ale lui Euler şi ecuaţiile Navier - Stockes

Se reaminteşte din fizica elementară că produsul între o forţă F şi durata ei de aplicare τ asupra unui corp în mişcare se numeşte cantitate de mişcare.

Produsul între viteza imprimată unui corp prin aplicarea unei forţe şi masa corpului se numeşte impuls.

Dimensional impulsul şi cantitatea de mişcare se exprimă identic, deşi cele două noţiuni au un sens fizic diferit.

Pentru scrierea ecuaţiilor diferenţiale de bilanţ de impuls se recurge la modelul din figura 1.16. Spre deosebire de cazul cînd fluidul se află în echilibru (v.fig.1.3), suma forţelor

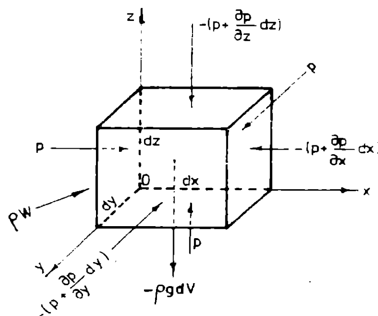


Fig. 1.16.
Stabilirea ecuaţiilor diferenţiale ale bilanţului de impuls.

care acţionează asupra elementului de volum nu mai este nulă ci, egală cu masa elementului de volum înmulţită cu acceleraţia după direcţia axei respective. Prin urmare ecuaţiile (1.3) - (1.5) devin :

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \cdot \frac{dw_x}{d\tau} \qquad (1.43)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} = \rho \cdot \frac{dw_y}{d\tau} \qquad (1.44)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} - \rho \cdot g = \rho \cdot \frac{dw_z}{d\tau} \qquad (1.45)$$

în care termenii de forma $\frac{dw_i}{d\tau}$, $(i=x,y,z)$ reprezintă acceleraţiile imprimate elementului de volum după direcţia axelor x, y şi z.

Semnificaţia fizică a ecuaţiilor (1.43) - (1.45) poate fi pusă în evidenţă pe baza următoarelor considerații : dacă regimul de curgere este nestaţionar, viteza de curgere precum şi componentele sale w_x, w_y, w_z sînt funcţie atît de timp cît şi de coordonatele spaţiului. Prin urmare diferenţiala componentei w_x se va scrie :

$$dw_x = \frac{\partial w_x}{\partial x} dx + \frac{\partial w_x}{\partial y} dy + \frac{\partial w_x}{\partial z} dz + \frac{\partial w_x}{\partial \tau} \cdot d\tau \qquad (1.46)$$

iar acceleraţia după direcţia x :

$$\frac{dw_x}{d\tau} = \frac{\partial w_x}{\partial x} \cdot \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial w_x}{\partial y} \cdot \frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial w_x}{\partial z} \cdot \frac{dz}{d\tau} + \frac{\partial w_x}{\partial \tau} \qquad (1.47)$$

Rapoartele de forma $di/d\tau$ $(i=x,y,z)$ reprezintă tocmai componentele vitezei, (w_x, w_y, w_z). Cu această menţiune, se înlocuieşte expresia acceleraţiei din ecuaţia (1.47) în ecuaţia (1.43) şi se grupează termenii, după cum se vede în ecuaţia (1.48):

$$-\frac{\partial p}{\partial x} - \left(\rho \cdot w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + \rho \cdot w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + \rho \cdot w_z \frac{\partial w_x}{\partial z}\right) = \rho \cdot \frac{\partial w_x}{\partial \tau} \qquad (1.48)$$

S-a reamintit la începutul acestui paragraf că produsul

între masă şi viteză reprezintă impulsul ; produsul între impuls şi variaţia vitezei dă variaţia impulsului. Făcînd abstracţie de semnul algebric, ecuaţia (1.48) se poate citi astfel :

$$\begin{pmatrix}\text{variaţia im-}\\ \text{pulsului for-}\\ \text{ţei de presiune}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{variaţia im-}\\ \text{pulsului}\\ \text{convectiv}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{variaţia în timp}\\ \text{a impulsului pe}\\ \text{direcţia axei } x\end{pmatrix}$$

In concluzie ecuaţia (1.48) reprezintă bilanţul impulsului după direcţia axei x . In mod asemănător se transformă şi ecuaţiile (1.44) şi (1.45) obţinîndu-se :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} - \left(\rho\cdot w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + \rho\cdot w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + \rho\cdot w_z \frac{\partial w_y}{\partial z}\right) = \rho\frac{\partial w_y}{\partial \tau}, \qquad (1.49)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} - \rho\cdot g - \left(\rho\cdot w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + \rho\cdot w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + \rho\cdot w_z \frac{\partial w_z}{\partial z}\right) = \frac{\partial w_z}{\partial \tau} \qquad (1.50)$$

Ecuaţiile (1.48) - (1.50) reprezintă bilanţul de impuls alcătuit pentru un fluid în curgere.

Dacă se trec termenii din paranteza ecuaţiilor (1.48) - (1.50) în dreapta se obţin derivatele totale ale componentelor vitezei : $Dw_x/d\tau$; $Dw_y/d\tau$; $Dw_z/d\tau$

Prin urmare aceste ecuaţii se pot transcrie şi în forma :

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho\cdot\frac{Dw_x}{d\tau} \qquad (1.51)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} = \rho\cdot\frac{Dw_y}{d\tau} \qquad (1.52)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} - \rho\cdot g = \rho\cdot\frac{Dw_z}{d\tau} \qquad (1.53)$$

Ecuaţiile (1.51) - (1.53) sînt numite în literatură ecuaţiile diferenţiale de curgere ale lui Euler, pentru fluide ideale (fără viscozitate şi compresibilitate). Dimensional, fiecare termen din aceste ecuaţii reprezintă forţa pe unitatea de volum de fluid şi, prin urmare, se poate spune că ele reprezintă bilanţul forţelor în curgerea nestaţionară a unui fluid ideal.

Pentru curgerea staţionară a fluidelor ideale ecuaţiile

diferenţiale ale bilanţului de impuls se reduc la formele :

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \cdot w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + \rho \cdot w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + \rho \cdot w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \qquad (1.54)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} = \rho \cdot w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + \rho \cdot w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + \rho \cdot w_z \frac{\partial w_y}{\partial z} \qquad (1.55)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} - \rho \cdot g = \rho \cdot w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + \rho \cdot w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + \rho \cdot w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} \qquad (1.56)$$

care au fost stabilite prima dată tot de Euler.

In cazul fluidelor reale (cu vîscozitate şi compresibilitate) ecuaţiile diferenţiale ale bilanţului de impuls se obţin din ecuaţiile (1.51) - (1.53) la care se mai adaugă cîte doi termeni care arată influenţa celor două proprietăţi, compresibilitatea şi viscozitatea sau frecarea internă :

$$\rho \cdot \frac{Dw_x}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left[\nabla^2 w_x + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x}(\nabla \cdot w) \right] \qquad (1.57)$$

$$\rho \cdot \frac{Dw_y}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left[\nabla^2 w_y + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y}(\nabla \cdot w) \right] \qquad (1.58)$$

$$\rho \cdot \frac{Dw_z}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \rho \cdot g + \eta \left[\nabla^2 w_z + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z}(\nabla \cdot w) \right] \qquad (1.59)$$

Ecuaţiile (1.57) - (1.59) sînt numite şi ecuaţiile diferenţiale de curgere Navier - Stockes. Termenii de forma $\eta \cdot \nabla^2 \cdot w_i$ (i=x,y,z) ţin seama de frecarea internă a straturilor de fluid în curgere sau de vîscozitatea fluidului, iar termenii de forma $(\eta \cdot 1/3) \frac{\partial}{\partial i} (\nabla \cdot w)$ ţin seama de compresibilitatea fluidelor reale. Simbolul ∇ (nabla) reprezintă operatorul de derivare al lui Laplace, iar termenii de forma $\nabla^2 w_i$(i=x,y,z) reprezintă sumele derivatelor parţiale de ordinul al doilea ale componentelor vitezei după cele trei axe de coordonate. Termenii de forma $\frac{\partial}{\partial i}(\nabla \cdot w)$ reprezintă variaţia divergenţei vitezei după cele trei axe de coordonate.

In cazul fluidelor reale a căror compresibilitate este neglijabilă (cum sînt lichidele în limite uzuale ale presiunii) termenii care ţin seama de compresibilitate se anulează şi

ecuațiile (1.57) - (1.59) se simplifică.

1.3.6.3. Legea conservării energiei mecanice aplicată în curgere. Ecuația Bernoulli

In figura 1.17 s-a reprezentat un sistem delimitat de secțiunea de intrare 1 și de ieșire 2 ; fluidul care se deplasează în sistem primește din exterior energia mecanică W_t și energia termică (sau căldura) Q_t și pierde, datorită rezistențelor întîmpinate în curgere, energia E_p .

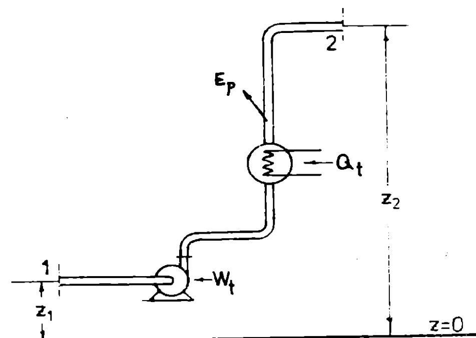


Fig. 1.17.
Stabilirea bilanțului de energie în curgere.

Conform principiului conservării energiei, cantitatea de energie primită de fluid din exterior trebuie să fie egală cu suma variațiilor energiilor fluidului la care se adaugă energia pierdută :

$$Q_t + W_t = \Delta E_c + \Delta E_{pot.} + E_p \text{ , J} \quad (1.60)$$

ΔE_c reprezintă variaţia energiei cinetice a masei m de fluid care se deplasează din punctul 1 în punctul 2 :

$$\Delta E_c = m\,\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \;; \qquad (1.61)$$

Asemănător, $\Delta E_{pot.}$ reprezintă variaţia energiei potenţiale sau geometrice a fluidului :

$$\Delta E_{pot.} = m.g(z_2 - z_1) \qquad (1.62)$$

In ecuaţia (1.62) z_1 şi z_2 reprezintă cotele la intrarea şi ieşirea fluidului, considerate faţă de un plan de referinţă sau un plan de cotă $z = 0$.

Impărţind ecuaţia (1.60) prin m - masa totală de fluid care se deplasează în sistem se obţine relaţia :

$$Q + W = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + e_p,\ J/Kg \qquad (1.63)$$

în care toţi termenii au semnificaţia de mai sus dar sînt raportaţi la unitatea de masă de fluid.

Q se calculează din formularea matematică a principiului întîi al termodinamicii :

$$Q = U_2 - U_1 + \int_1^2 p.dv \qquad (1.64)$$

în care U_1 şi U_2 reprezintă energia internă a fluidului la intrarea şi ieşirea din sistem.

Integrala din ecuaţia (1.64) poate fi astfel înlocuită :

- se observă că

$$\int_1^2 d(pv) = p_2.v_2 - p_1.v_1 = \int_1^2 p.dv + \int_1^2 vdp$$

$$\int_1^2 pdv = p_2v_2 - p_1v_1 - \int_1^2 vdp \qquad (1.65)$$

şi prin urmare ecuaţia (1.64) se transcrie în forma :

$$Q = U_2 - U_1 + p_2v_2 - p_1v_1 - \int_1^2 vdp$$

sau :

$$Q = (U_2 + p_2v_2) - (U_1 + p_1v_1) - \int_1^2 v \cdot dp \qquad (1.66)$$

Termenii din parantezele ecuației (1.66) reprezintă entalpiile H_1 și H_2 ale fluidului. Pe baza definiției termodinamice a entalpiei variația $H_2 - H_1$ se poate înlocui prin relația:

$$H_2 - H_1 = \int_1^2 \Delta_R C_p \cdot dT \qquad (1.67)$$

unde : $\Delta_R C_p$ reprezintă incrementul capacității calorice iar dT variația temperaturii T a fluidului de la punctul 1 la punctul 2 al sistemului.

Cu această ultimă modificare Q devine :

$$Q = \int_1^2 \Delta_R C_p \cdot dT - \int_1^2 v \cdot dp \qquad (1.68)$$

care introdus în ecuația (1.63) conduce la expresia :

$$W = - \int_1^2 \Delta_R C_p \cdot dT + \int_1^2 v \cdot dp + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} +$$

$$+ g(z_2 - z_1) + e_p, \text{ J/Kg} \qquad (1.69)$$

Ecuația (1.69) reprezintă forma macroscopică a bilanțului de energie pentru unitatea de masă de fluid care curge în regim staționar, între secțiunile 1 și 2 (fig. 1.17)

Dacă în timpul curgerii fluidului între secțiunile 1 și 2 temperatura sa nu variază (curgerea este izotermă), atunci $dT = 0$ și primul termen din ecuația (1.69) se anulează. In acest caz se poate scrie :

$$W = \int_1^2 v \cdot dp + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + e_p, \text{ J/Kg} \qquad (1.70)$$

Ecuația (1.70) reprezintă, deci bilanțul macroscopic de energie în curgerea staționară, izotermă a unui fluid. Această ecuație este numită și ecuația Bernoulli.

Forme ale ecuației Bernoulli

a) Pentru gaze perfecte în curgere izotermă, staționară, volumul specific v de sub integrală se calculează din ecuația de stare :

$$v = \frac{R\,T}{p}\ ,\ m^3/Kg \qquad (1.71)$$

unde R este constanta universală a gazelor, J/Kg^oK ;

T = temperatura absolută, ^oK ;

p = presiunea gazului, N/m^2.

Inlocuind volumul sub integrală și rezolvînd se obține :

$$W = R.T\ \ln \frac{p_2}{p_1} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2-z_1)+e_p\ ,\ J/Kg \quad (1.72)$$

b) Pentru lichide a căror densitate rămîne constantă, volumul specific v se înlocuiește cu $1/\rho$ și se scoate de sub integrala din ecuația (1.70) obținîndu-se :

$$W = \frac{p_2-p_1}{\rho} + \frac{w_2^2-w_1^2}{2} + g(z_2-z_1) + e_p,\ J/Kg \qquad (1.73)$$

Relația (1.73) este valabilă și pentru gaze a căror densitate rămîne constantă în timpul curgerii.

c) Dacă se înmulțește ecuația (1.73) cu ρ - densitatea fluidului - se află :

$$W.\rho = \Delta p_t = p_2-p_1 + \frac{w_2^2-w_1^2}{2}.\rho + \rho g(z_2-z_1)+e_p.\rho\ ,J/m^3 \qquad (1.74)$$

în care toți termenii exprimă energii pe unitatea de volum de fluid care se deplasează. Deoarece dimensional energia pe unitatea de volum este echivalentă cu presiunea, $1J/m^3 = 1N/m^2$), se obișnuiește să se numească relația (1.74) ecuația lui Bernoulli scrisă în termeni de presiuni :

$$\Delta p_t = \Delta p_s + \Delta p_d + \Delta p_g + \Delta p_p, \ N/m^2 \qquad (1.74.a)$$

unde :

$\Delta p_s = p_2 - p_1$ reprezintă variația presiunii statice a fluidului între secțiunile 2 și 1 ;

$\Delta p_d = [(w_2^2 - w_1^2)/2]\cdot\rho$ = variația presiunii dinamice ;

$\Delta p_g = \rho\cdot g(z_2 - z_1)$ = variația presiunii geometrice ;

$\Delta p_p = e_p\cdot\rho$ = pierderea de presiune datorată rezistențelor în curgerea fluidului ;

Δp_t = variația totală a presiunii, sau echivalentul în presiune al energiei consumate din exterior.

In primul și ultimul termen al ecuației (1.74.a) simbolul Δ este convențional ; el nu reprezintă propriu-zis o variație ci un consum.

d) Impărțind ecuația (1.73) prin g - accelerația gravitațională - se obține o altă formă a ecuației Bernoulli :

$$\frac{W}{g} = H_m = \frac{p_2 - p_1}{\rho\cdot g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \frac{e_p}{g}, \ m \qquad (1.75)$$

Dimensional, fiecare termen al ecuației (1.75) reprezintă lungimi sau înălțimi. H_m se numește înălțime manometrică și este o caracteristică a sistemului în care se deplasează fluidul ; Asemănător, ceilalți termeni se notează cu :

$\Delta h_s = \frac{p_2 - p_1}{\rho\cdot g}$, variația înălțimii statice ;

$\Delta h_d = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$, variația înălțimii dinamice ;

$\Delta h_g = z_2 - z_1$, variația înălțimii geometrice ;

$\Delta h_p = e_p/g$ - pierderea de energie, exprimată în înălțime coloană de fluid în curgere.

Ca sens fizic, H_m reprezintă înălțimea coloanei din fluidul care se deplasează în sistem, a cărei energie potențială este egală cu energia W consumată din exterior.

1.3.6.4. Aplicații ale ecuației Bernoulli

In general ecuația Bernoulli se utilizează pentru calculul energiei mecanice W, transferată fluidului din exterior prin intermediul unei mașini (pompă, ventilator, compresor). Această energie este convertită apoi în presiune statică, energie cinetică și potențială. De asemenea, o parte din ea servește pentru compensarea pierderilor de energie datorate rezistențelor întîmpinate de fluid.

In figura 1.18 se dau elementele pentru o altă aplicație a ecuației Bernoulli și anume calculul debitului de lichid care se scurge în regim staționar dintr-un rezervor. Rezervorul este alimentat continuu cu lichid a cărui nivel se menține constant la înălțimea h, prin intermediul unui preaplin. Secțiunea orificiului de scurgere este S_0. Lichidul se scurge din rezervor numai sub acțiunea energiei potențiale m.g.h, unde m este masa de lichid. Această energie servește pentru a imprima lichidului viteza de scurgere w_0 și pentru învingerea rezistențelor în orificiu ; pentru un lichid ideal rezistențele în curgere sînt nule și scriind ecuația Bernoulli între secțiunea 1 (la baza rezervorului) și secțiunea 2 (la nivelul superior al lichidului) se obține (v.ec.1.75) :

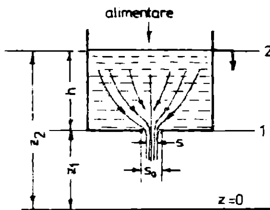


Fig.1.18.
Scurgerea staționară a unui lichid dintr-un rezervor.

scrie sub forma :

$$\Delta p_p = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d_e} + \sum_{i=1}^{n} \xi_i \right) \cdot \Delta p_d \qquad (1.99)$$

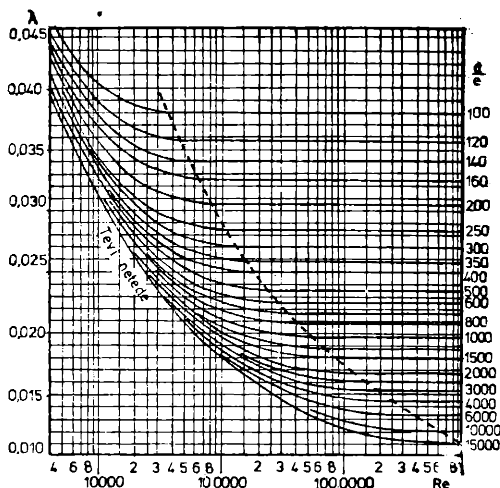


Fig. 1.22.
Dependenţa lui λ de Re şi de $\frac{1}{\varepsilon}$

Δp_d se calculează în funcţie de viteza fluidului la intrarea şi ieşirea din traseul pentru care se calculează pierderile de presiune. Dacă viteza variază se utilizează în calcule o valoare medie a vitezei.

Uneori în locul coeficienţilor de rezistenţă locală ξ_i se foloseşte în calculul pierderii de presiune prin rezistenţe locale aşa numita <u>lungime echivalentă</u>. Pentru o rezistenţă locală i lungimea echivalentă este porţiunea de conductă dreaptă prin care pierderea de presiune prin frecare este egală cu aceea prin rezistenţa locală. In cazul unui cot cu raza de curbură R şi cu unghiul α lungimea echivalentă este :

respectiv debitul de fluid, acesta are tendința atît de a disloca granulele din strat, pentru a-și mări secțiunea de curgere, cît și de a antrena particulele în sensul curgerii. Dacă se măsoară pierderea de presiune la curgerea gazului prin strat (cauzată de frecarea între gaz și particule și între gaz și perete) se constată că ea crește cu viteza dar rămîne mai mică decît forța de presiune echivalentă greutății materialului din strat. La o anumită viteză a gazului pierderea de presiune devine egală cu presiunea calculată din raportarea greutății materialului din strat la secțiunea coloanei. Această situație caracterizează începutul fluidizării cînd granulele nu se mai sprijină unele pe altele ci ajung într-o stare de planare sau de plutire. Mărind în continuare viteza gazului are loc expandarea stratului, particulele solide încep să se deplaseze, la început în plan orizontal aranjîndu-se astfel încît rezistența la curgerea gazului să fie minimă. Această stare a sistemului se numește fluidizare omogenă sau liniștită. La viteze mai mari a gazului mișcarea particulelor devine din ce în ce mai intensă și, deoarece pierderea de presiune datorată frecării gazului cu particulele, depășește presiunea calculată din greutatea stratului, granule individuale sau un ansamblu de granule sînt antrenate în sensul curgerii gazului. Granulele care ajung într-un spațiu cu secțiunea mai mare, unde viteza locală a gazului este mai mică, cad din nou în strat. Privită din exterior mișcarea granulelor în strat are în acest moment aspectul unui lichid în fierbere și, de aceea, stratul poartă denumirea de strat în fierbere sau strat fluidizat. In figura 1.26 este dată variația pierderii de presiune Δp în funcție de viteza fictivă a gazului, w. Valoarea maximă a pierderii de presiune corespunde situației cînd ea devine egală cu presiunea calculată din

Din împărţirea ultimului termen al relaţiei (1.88) la primul rezultă criteriul lui Reynolds (v. rel. 1.29.a) :

$$Re = \frac{v.\ell.\rho}{\eta}$$

Din punct de vedere fizic criteriul lui Reynolds arată raportul între intensitatea cu care se face amestecarea pe seama fluxului convectiv de masă faţă de aceea pe seama forţelor de frecare internă sau de viscozitate.

In toate criteriile ℓ este dimensiunea care caracterizează geometria curgerii, de exemplu la curgerea unui fluid printr-o conductă circulară în secţiune ℓ reprezintă tocmai diametrul interior al conductei iar dacă conducta are în secţiune altă formă geometrică, ℓ reprezintă diametrul echivalent. In cazul deversării unui lichid dintr-un preaplin într-o conductă prin care se scurge sub forma unei pelicule, ℓ reprezintă perimetrul interior al conductei.

Pentru stabilirea celor trei criterii de similitudine (Eu, Re, Fr) a fost suficientă numai o singură ecuaţie diferenţială; dacă se ia în considerare întreg sistemul de ecuaţii diferenţiale care descriu fenomene similare se obţin toate criteriile de similitudine cu ajutorul cărora se scrie apoi funcţia criterială, valabilă pentru întreaga clasă de fenomene (procese) similare. De exemplu, pentru întreaga clasă de procese hidrodinamice (sau procese de curgere) în regim staţionar, funcţia criterială are forma :

$$f(Eu,\ Re,\ Fr\ \frac{\ell_1}{\ell},\ \frac{\ell_2}{\ell}\ \ldots\ \frac{\ell_n}{\ell}) = 0 \qquad (1.90)$$

în care $\ell_1/\ell,\ \ell_2/\ell\ \ldots\ \ell_n/\ell$ reprezintă criterii geometrice sau simplecşi (raportul între două mărimi geometrice, cum ar fi lungimea şi diametrul unei conducte).

Funcţia criterială se explicitează în raport cu criteriul ce conţine mărimea care trebuie calculată şi se obţine astfel

în întreaga masă a fluidelor. In vecinătatea peretelui, unde curgerea este întotdeauna laminară, temperaturile nu se uniformizează.

In straturile limită ale celor două fluide, căldura se transmite atît prin conductivitate cît şi prin convecţie, dar participarea convecţiei este practic nulă în fluidul adiacent peretelui şi creşte cu distanţa la perete pînă la valoarea corespunzătoare mişcării masei principale a fluidului. Dacă se consideră filmele de fluid 1 şi 2 ca nişte medii imobile, se poate scrie, prin analogie cu peretele solid, pentru căldura transmisă prin straturile limită :

$$\underbrace{Q = \frac{A(t_1 - tp_1)}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}}}_{\text{pentru filmul 1}} \quad \text{respectiv} \quad \underbrace{Q = \frac{A(tp_2 - t_2)}{\frac{\delta_2}{\lambda_2}}}_{\text{pentru filmul 2}}$$

în care : δ_1 este grosimea filmului 1 ; λ_1 este conductivitatea termică a filmului 1, δ_2 este grosimea filmului 2, iar λ_2 conductivitatea termică a filumului 2.

Calcularea cantităţii de căldură cu aceste relaţii nu este posibilă, deoarece δ_1 şi δ_2 nu au valori constante pe întreaga suprafaţă de transfer de căldură A, de asemenea datorită variaţiei temperaturii prin filme, variază şi λ_1 şi λ_2. Grosimea filmului şi profilul temperaturii în film depind de numeroşi factori şi anume : proprietăţile fizice ale fluidului, regimul hidrodinamic, geometria suprafeţei peretelui etc.

Pentru transferul complex al căldurii prin stratul limită, Newton a propus o relaţie de forma :

$$Q = \alpha \cdot A(t_f - t_p), \text{ pentru } t_f > t_p, \text{ sau} \qquad (2.30)$$

$Q = \alpha \cdot A(t_p - t_f)$, pentru $t_p < t_f$, în care α se numeşte **coeficient individual de transfer de căldură prin film şi este**

transfer menţionat se numeşte transfer de căldură prin conductivitate termică. El se desfăşoară pînă la egalizarea temperaturilor (echilibru termic) între cele două puncte. Tot prin conductivitate termică se realizează transferul între două corpuri puse în contact, cu condiţia să existe o diferenţă între temperaturile celor două corpuri.

b) Transferul căldurii prin convecţie

Prin convecţie căldura se transferă ca efect al deplasării porţiunilor macroscopice de fluid, adică al transportului de substanţă în interiorul aceleiaşi faze sau între faze diferite. Aşa, spre exemplu, în interiorul unui fluid porţiuni ale acestuia se deplasează cu viteze diferite şi, cel mai adesea, şi după direcţii diferite. In timpul cît o porţiune de fluid cu temperatura mai ridicată rămîne în contact cu una cu temperatura mai mică are loc transferul de căldură între cele două porţiuni macroscopice de fluid. Trebuie subliniat că la transferul de căldură prin conductivitate termică propriu-zisă nu este necesară o deplasare aparentă de substanţă, în timp ce, condiţia sinequanon la transferul de căldură prin convecţie este existenţa acestei deplasări. După modul cum se realizează deplasarea porţiunilor de fluid din masa fluidului se deosebeşte : convecţia naturală (liberă) şi convecţia forţată.

Convecţia naturală. In acest caz transmiterea căldurii se realizează prin deplasarea naturală a unor porţiuni de fluid sub acţiunea unei diferenţe de densitate ce apare în masa fluidului (de exemplu, aerul cald încălzit la partea inferioară a unei încăperi formează curenţi ascendenţi care transferă căldură porţiunilor mai reci de aer, aflate la par-

1.3.7.1. Analiza dimensională. Teorema π

Metodele bazate pe analiza dimensională servesc la stabilirea ecuațiilor analitice de calcul a proceselor fizice atunci cînd nu se cunoaște ecuația sau sistemul de ecuații diferențiale care descrie procesul dar se presupun cunoscute mărimile fizice și parametrii implicați în proces. Premiza de bază a analizei dimensionale consideră că fenomenele fiind o realitate obiectivă pot fi exprimate matematic prin funcții dimensional omogene, de forma :

$$f_1(a_1, a_2 \ldots. a_n) = 0 \qquad (1.82)$$

în care $a_1, a_2 \ldots. a_n$ sînt mărimile fizice sau parametrii implicați în proces.

In baza acestei premize teorema π, (formulată de Buckingham în 1914), se enunță astfel : "dacă o funcție de mai multe mărimi este dimensional omogenă, ea poate fi redusă totdeauna la o funcție de un număr mai mic de variabile sau grupuri adimensionale". Astfel dacă cele n mărimi pot fi exprimate dimensional prin n_1 unități fundamentale dintr-un sistem de unități convenabil ales, funcția (1.82) se reduce la

$$f_2(\pi_1, \pi_2 \ldots. \pi_{n-n_1}) = 0 \qquad (1.83)$$

unde π_1, π_2 .. sînt variabile sau grupuri adimensionale. Fiecare grup π reprezintă un produs din cele n mărimi luate la anumiți exponenți. Alegerea mărimilor pentru formarea grupurilor este în principiu arbitrară însă, cel mai adesea, ea se face astfel încît să rezulte grupuri cunoscute din cercetarea altor procese, cu avantajul că se pot face generalizări. După formarea grupurilor se scrie dimensional fiecare grup, exprimînd mărimile fizice care-l formează prin unitățile fundamentale ; condiția ca grupul

împărțirea ecuației diferențiale, omogene, la unul din termenii ei.

Pentru exemplificare se consideră ecuația diferențială Navier - Stockes după axa z pentru curgerea staționară a unui fluid real necompresibil ($\rho = ct$; $\nabla \cdot w = 0$) :

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial w_z}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_z}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_z}{\partial z} w_z \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} - \rho \cdot g + \eta \cdot \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) \qquad (1.85)$$

și se aplică primul procedeu pentru stabilirea criteriilor de similitudine. Se presupune că ecuația scrisă descrie fenomenul ce se petrece într-un aparat (instalație) de laborator, Se presupune, de asemenea, că fenomenul la scară industrială este similar (asemănător) cu cel de la scară de laborator. Una din teoremele formulate în teoria similitudinii afirmă că "dacă două fenomene sînt similare, ele vor fi descrise de ecuații diferențiale de aceeași structură". Cum structura ecuației diferențiale nu depinde de scara mărimilor fizice care intervin în ea, se poate presupune că trecînd de la fenomenul ce se petrece la scară de laborator la cel industrial fiecare mărime se multiplică de un număr de ori, de exemplu :

$$w_1 = a_w \cdot w$$
$$\rho_1 = a_\rho \cdot \rho$$
$$l_1 = a_l \cdot l$$

Mărimile care au afectat indicele 1 se referă la fenomenul la scară industraială iar cele fără indice la fenomenul la scară de laborator. Mărimile a_w, a_ρ , a_l etc. se numesc constante de similitudine. Prin urmare ecuația diferențială care descrie fenomenul la scară industrială va avea aceeași structură cu aceea care descrie fenomenul la scară de laborator, dar fiecare mărime va fi înmulțită cu constantele de similitudine :

2.2. MODURILE DE TRANSMITERE A CALDURII

Transferul de căldură în interiorul unui corp sau de la un corp la altul este rezultatul unor procese ce se desfăşoară la scara particulelor elementare (molecule, radicali, atomi, ioni, electroni etc.). Subliniem că prin "corpuri" înţelegem aici fluide (lichide, gaze, vapori) sau solide. Transferul de căldură se poate realiza prin trei moduri diferite şi anume : prin conductivitate, prin convecţie şi prin radiaţie. Transferul căldurii se poate realiza simultan prin toate mecanismele enumerate, dar sînt şi situaţii cînd numai unul sau numai două din aceste mecanisme sînt determinante.

a) Transferul căldurii prin conductivitate termică

La scara particulelor elementare se manifestă diferite forme de mişcare a materiei cum ar fi : deplasarea electronilor liberi, vibraţia atomilor, deplasarea haotică a moleculelor, migraţia ionilor etc. Existenţa acestor fenomene de mişcare este caracterizată prin starea energetică a corpurilor, prin "căldura" lor. Intensitatea cu care se manifestă aceste fenomene de mişcare este caracterizată prin temperatura corpului. Dacă în interiorul unui corp există două puncte cu stări energetice diferite, deci cu temperaturi diferite, atunci are loc un transfer spontan de energie de la punctul cu temperatura mai ridicată la punctul cu temperatura mai scăzută. Acest transfer se realizează "din aproape în aproape" de la particulă la particulă ; particulele cu energie mai mare ciocnesc particulele cu energie mai mică cedîndu-le o parte din energie. Procesul de

curgerea prin strat fix. Pentru umpluturi de formă geometrică definită, cum sînt de exemplu inelele Raschig, se definesc o serie de mărimi caracteristice ; dintre acestea se dau în continuare cele mai importante.

Volumul liber al umpluturii, V_ℓ reprezintă volumul golurilor dintr-un metru cub de strat de umplutură ; el se poate exprima prin aceeaşi relaţie ca şi aceea pentru porozitatea stratului fix (v.rel.(1.104)

Suprafaţa specifică σ este suprafaţa tuturor elementelor de umplutură dintr-un metru cub de strat de umplutură.

Diametrul echivalent al secţiunii medii libere se calculează cu o relaţie asemănătoare ca pentru stratul fix :

$$d_e = 4 \frac{V_\ell}{\sigma} \qquad (1.121)$$

în care : V_ℓ este volumul liber al umpluturii, exprimat în m^3/m^3, iar σ este suprafaţa specifică, exprimată în m^2/m^3.

Viteza fictivă w_f se defineşte în legătură cu faza continuă care este de obicei un gaz sau vapori şi reprezintă, prin urmare, viteza cu care curge gazul singur (sau vaporii) prin coloana fără umplutură.

Legătura între viteza fictivă şi viteza reală se stabileşte prin intermediul volumului liber al umpluturii :

$$w_f = w_0 \cdot V_\ell \qquad (1.122)$$

Diametrul coloanei cu umplutură se calculează cu aceeaşi relaţie ca în cazul curgerii unui fluid prin strat fix [v.rel. (1.111)]. Debitul volumic de gaz, V_s se consideră pentru condiţiile de la intrarea gazului în coloană.

Regimul de curgere a gazului prin umplutură se calculează pornind de la expresia generală a criteriului Reynolds :

şi ecuaţia (1.84) devine :

$$V_s = \alpha \cdot S_o \cdot \sqrt{2.g.h} \,,$$

identică cu ecuaţia (1.79) ; $\alpha = \varphi \cdot \varepsilon$ este coeficientul de debit.

In cazul cînd numărul mărimilor n care intervin în proces, precum şi numărul unităţilor fundamentale n_1 este prea mare ($n > 6$; $n_1 > 3$), rezolvarea sistemelor de ecuaţii pentru aflarea exponenţilor devine dificilă şi de aceea se recurge la alte metode din teoria ecuaţiilor algebrice lineare, de exemplu la calculul matriceal.

1.3.7.2. Similitudinea hidrodinamică

Grupurile sau variabilele adimensionale sînt numite şi criterii şi se notează prin simboluri compuse din literele iniţiale ale cercetărilor care le-au stabilit prima dată, de exemplu criteriul lui Reynolds este simbolizat Re .

Teoria similitudinii sau teoria modelelor studiază metodele pentru deducerea şi folosirea criteriilor de similitudine în scopul de a transpune la altă scară, mai mare sau mai mică, a rezultatelor obţinute pe un model experimental.

Cea mai răspîndită metodă de stabilire a criteriilor de similitudine porneşte de la ecuaţiile diferenţiale care descriu un proces ; în cadrul acestei metode se disting trei procedee :

1. - stabilirea criteriilor de similitudine plecînd de la observaţia că o ecuaţie diferenţială este independentă faţă de variaţia scărilor mărimilor fizice care intervin în ecuaţie ;

2. - determinarea criteriilor de similitudine prin aducerea ecuaţiei diferenţiale la forma ei adimensională ;

3. - determinarea criteriilor de similitudine prin

particulelor de fluid au un caracter dezordonat (se formează turbioane și vîrtejuri). La viteze foarte mari, zona moartă se prelungește formînd o dîră.

Forța activă care provoacă curgerea fluidului sau deplasarea corpului în fluid poate fi forța de greutate, forța centrifugă sau forța dată de un cîmp electric.

Forța care se opune mișcării este cauzată de frecarea între fluid și corp. Expresia ei este dată de legea de frecare a lui Newton :

$$F_R = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_f \cdot S \quad , \quad N \qquad (1.126)$$

în care w este viteza relativă a corpului față de fluid, m/s ; ρ_f - densitatea fluidului, Kg/m^3 ;

S - suprafața proiecției conturului corpului pe un plan perpendicular pe direcția de deplasare, m^2 ;

ξ - coeficient de rezistență depinzînd de regimul de curgere, de forma și starea suprafeței sau rugozitatea corpului. Pentru sfere netede dependența coeficientului de rezistență de numărul Reynolds este dată în figura 1.29. După cum se vede există trei domenii de variație a lui ξ de Re. In primul domeniu, în care se consideră regimul de curgere laminară, ξ scade linear cu Re, (diagrama din fig. 1.28 este logaritmică). Primul domeniu de curgere mai este denumit domeniul lui Stokes. In domeniul al doilea, considerat în regim intermediar, ξ variază după o curbă iar în domeniul al treilea, în care curgerea se consideră în regim turbulent, ξ rămîne aproximativ constant .

In cazul curgerii în jurul unui corp numărul Reynolds se calculează cu expresia :

Pe de altă parte căldura acumulată determină variația căldurii sensibile a elementului de volum, dV, de masă dm = dV, în care este densitatea medie a corpului.

Variația căldurii sensibile în timp, se poate exprima prin relația :

$$\frac{\partial Q}{\partial \tau} = \frac{\partial(\rho \cdot c_p \cdot t)}{\partial \tau} \, dV$$

Folosind valorile medii pentru densitate și căldură specifică, adică $\bar{\rho}$ și $\bar{c}_p$ se poate scrie :

$$\bar{\lambda}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) dV = \bar{\rho}.\bar{c}_p \frac{\partial t}{\partial \tau} \, dV, \text{ sau}$$

$$\frac{\bar{\lambda}}{\bar{\rho} \cdot \bar{c}_p} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) = \frac{\partial t}{\partial \tau} \qquad (2.4)$$

Relația (2.4) reprezintă ecuația diferențială a distribuției temperaturilor într-un mediu imobil. In această relație mărimea $a = \bar{\lambda}/\bar{\rho} \cdot \bar{c}_p$ se numește difuzivitate termică și caracterizează inerția termică a corpului, adică proprietatea lui de a se încălzi sau răci mai repede sau mai încet. Unitatea de măsură pentru a , în sistemul internațional este : $[a]_{SI} = m^2/s$.

Expresia din paranteza membrului stîng a relației (2.4) este operatorul lui Laplace și se notează cu simbolul $\nabla^2 t$.

Cu aceste notații ecuația (2.4) devine :

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a . \nabla^2 t \qquad (2.5)$$

Ecuația de mai sus poartă denimirea și de ecuația diferențială a lui Fourier. In regim staționar temperatura își păstrează în timp valoarea în toate punctele sistemului, adică : $\partial t/\partial \tau = 0$. Pentru regim staționar ecuația (2.5) ia forma :

$$\nabla^2 t = 0 \qquad (2.6)$$

Relația (2.6) exprimă faptul că în regim staționar temperatura este o funcție numai de coordonate și este independentă de timp.

$$H_m = (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_0^2}{2g} = 0 \Rightarrow$$

$$z_2 - z_1 = h = -\frac{w_2^2 - w_0^2}{2g} \qquad (1.76)$$

In rezervor lichidul este într-o stare de cvasiechilibru şi, prin urmare, $w_2 \sim 0$ iar ecuaţia (1.76) rezolvată în raport cu w_0 conduce la :

$$w_0 = \sqrt{2.g.h}$$

care este formula lui Toricelli pentru căderea corpurilor în vid. Debitul volumic de lichid ideal scurs din rezervor va fi :

$$V_s = S_0 \cdot w_0 = S_0 \cdot \sqrt{2.g.h} \quad , \quad m^3/s \qquad (1.77)$$

Debitul volumic de lichid real va fi mai mic, din următoarele cauze : la ieşirea prin orificiu vîna de lichid se contractă, îşi micşorează secţiunea la valoarea S, $(S < S_0)$ şi, totodată, se manifestă forţele de frecare. Raportul între secţiunea reală S a vînei de lichid şi secţiunea S_0 a orificiului se numeşte coeficient de comprimare (sau de contracţie) a vînei, ε:

$$\varepsilon = \frac{S}{S_0} \qquad (1.78)$$

Influenţa forţelor de frecare se ia în considerare prin factorul φ şi expresia debitului de lichid real se scrie :

$$V_s = \varphi \cdot \varepsilon \cdot S_0 \cdot \sqrt{2.g.h} \quad , \quad m^3/s \qquad (1.79)$$

în care produsul $\varphi \cdot \varepsilon = \alpha$, se numeşte coeficient de debit. Pentru apă sau aer, $\alpha = 0,62 \div 0,63$ dar, în general el depinde de regimul de curgere.

Ecuaţia (1.79) este valabilă şi pentru cazul cînd orificiul de scurgere este plasat lateral însă în acest caz înălţimea h se consideră numai pînă la axul orificiului.

Tot pe baza ecuaţiei Bernoulli se poate calcula timpul de golire a unui rezervor. In figura 1.19 s-a notat cu h_1 înălţimea lichidului în rezervor la momentul $\tau = 0$ şi cu h_2 înălţimea după

$$\mathcal{E} = \frac{e}{d_e} \qquad (1.98)$$

unde :

e - înălţimea medie a rugozităţii absolute ;

d_e - diametrul echivalent.

In figura 1.21 se prezintă un eşantion de conductă al cărei perete interior este rugos (prezintă neregularităţi sau asperităţi) ; cu e_{max} s-a notat înălţimea maximă a asperităţilor sau rugozitatea absolută maximă iar cu e s-a notat înălţimea medie a rugozităţii absolute.



Fig. 1.21.
Eşantion de conductă cu asperităţi.

In figura 1.22 se arată dependenţa coeficientului de frecare λ de criteriul Reynolds şi de starea suprafeţei conductei ; pentru a se evita scrierea unor numere cu multe zecimale, pe ordonata din dreapta s-a notat inversa rugozităţii relative $\mathcal{E}$.

In relaţia (1.94) ζ_i se numeşte coeficient de rezistenţă locală şi se ia de obicei din tabele date în literatură. De exemplu, pentru coturi rotunjite la diferite unghiuri α (v.fig.1.20) coeficientul de rezistenţă locală are valorile din tabelul 1.2.

Tabelul 1.2.

Coeficientul de rezistenţă locală pentru coturi

α	30	45	60	90
Ţevi netede	0,13	0,24	0,47	1,13
Ţevi rugoase	0,17	0,32	0,58	1,26

După ce s-au aflat valorile tuturor coeficienţilor de rezistenţă locală aceştia se însumează şi se introduc în relaţia (1.94). Cu precizările care s-au făcut, relaţia (1.92) se poate

atît prin secțiunea S - secțiunea liberă a coloanei - cît și prin secțiunea S_0 - secțiunea medie liberă a golurilor dintre bucățile materialului din strat.

Viteza fictivă w_f este viteza cu care ar curge fluidul prin coloana fără strat de umplutură.

Viteza reală w_0 este viteza cu care curge fluidul prin secțiunea medie liberă S_0 . Corelația între viteza fictivă și viteza reală de curgere a fluidului se face pe baza ecuației

$$w_f = \frac{w_0 . S_0}{S} \text{ , m/s} \qquad (1.103)$$

Porozitatea ε a stratului de material sau fracția de goluri reprezintă raportul dintre volumul total al golurilor $V-V_0$ și volumul stratului V :

$$\varepsilon = \frac{V - V_0}{V} \qquad (1.104)$$

In relația (1.104) V_0 reprezintă volumul tuturor particulelor din strat iar V - volumul stratului.

Porozitatea stratului ε se poate calcula aproximativ cu relația :

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_v}{\rho} \qquad (1.105)$$

în care ρ_v este densitatea aparentă a stratului de material iar ρ - densitatea materialului monolit.

Dacă membrul din dreapta relației (1.103) se înmulțește și se împarte cu H - înălțimea stratului, se observă că $S_0 x H$ reprezintă volumul golurilor, SxH reprezintă volumul stratului iar raportul lor este tocmai porozitatea ε . Prin urmare corelația între viteza fictivă a fluidului și viteza reală devine acum :

$$w_f = w_0 \cdot \varepsilon \qquad (1.106)$$

Suprafața specifică σ reprezintă suprafața tuturor particulelor dintr-un metru cub de strat granular :

$$a_\rho \cdot \frac{a_w^2}{a_l} \rho \left(\frac{\partial w_z}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_z}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_z}{\partial z} w_z \right) = \frac{a_p}{a_l} \left(- \frac{\partial p}{\partial z} \right) +$$

$$+ a_\rho \cdot a_g (-\rho \cdot g) + a_\eta \cdot \frac{a_w}{a_l^2} \eta \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) \qquad (1.86)$$

Pe de altă parte se știe că dacă două ecuații diferențiale au aceeași structură, coeficienții de proporționalitate ai termenilor asemenea sînt egali. Pe baza acestei teoreme pentru ecuațiile (1.85) și (1.86) se poate scrie :

$$\frac{a_\rho \cdot a_w^2}{a_l} = 1 \; ; \; \frac{a_p}{a_l} = 1 \; ; \; a_\rho \cdot a_g = 1 \; ; \; \frac{a_\eta \cdot a_w}{a_l^2} = 1$$

sau :

$$\frac{a_\rho \cdot a_w^2}{a_l} = \frac{a_p}{a_l} = a_\rho \cdot a_g = \frac{a_\eta \cdot a_w}{a_l^2} \qquad (1.87)$$

Impărțind pe rînd fiecare termen din expresia (1.87) la primul termen se obține :

$$\frac{a_p}{a_\rho \cdot a_w^2} = 1 \,,$$

sau, ținînd cont de definiția constantelor de similitudine :

$$\frac{p_1}{\rho_1 \cdot w_1^2} = \frac{p_2}{\rho_2 \cdot w_2^2} = \cdots = \frac{p}{\rho \cdot w^2} = Eu \qquad (1.88)$$

Grupul adimensional $p/\rho \cdot w^2$ simbolizat Eu se numește criteriul lui Euler. Dacă se înmulțește și se împarte criteriul lui Euler cu V - volumul de fluid și se observă că dimensional p.V exprimă o energie, se poate afirma că criteriul lui Euler arată cuantumul de energie dată din exterior convertită în energie cinetică.

În mod asemănător se obțin din relația (1.87) și alte criterii de similitudine. Din împărțirea celui de al treilea termen la primul se obține criteriul lui Froude :

$$Fr = \frac{w^2}{l \cdot g} \qquad (1.89)$$

În hidrodinamică criteriul lui Froude arată cuantumul de energie cinetică consumată pentru învingerea forțelor de gravitație.

tea superioară şi care avînd densitate mai mare, coboară la partea inferioară a încăperii).

Convecţia forţată. La convecţia forţată transmiterea căldurii se realizează prin deplasarea "forţată" a unui fluid cu consum de energie mecanică din exterior (pompare, agitare, crearea unei coloane hidrostatice etc.).

c) Transferul de căldură prin radiaţie

Prin radiaţie căldura se transmite sub forma undelor electromagnetice (radiaţii) emise de un corp încălzit. Radiaţiile emise, întîlnind un alt corp se transformă parţial în energie termică (căldură). Un exemplu este încălzirea pămîntului cu razele solare.

2.2.1. Transferul de căldură prin conductivitate termică. Legea Fourier

Pentru înţelegerea mai uşoară a legii care guvernează transmiterea căldurii prin conductivitate termică se fac unele precizări asupra unor mărimi cu ajutorul cărora se exprimă această lege.

Se defineşte noţiunea de cîmp de temperatură ca fiind totalitatea valorilor instantanee ale temperaturii în punctele din interiorul corpului.

Locul geometric al tuturor punctelor de aceeaşi temperatură dintr-un corp (mediu) poartă numele de suprafaţă izotermă. Suprafeţele izoterme nu se ating, nu se intersectează şi sînt suprafeţe închise (în interiorul corpului) sau deschise (cu conturul pe suprafaţa corpului) aşa cum se poate observa şi din fig. 2.1.

2.2.2.1. Ecuaţia diferenţială a distribuţiei temperaturilor în fluide în mişcare. Ecuaţia Fourier - Kirchhoff

Ca şi în cazul căldurii transmise prin conductivitate, ecuaţia diferenţială a distribuţiei temperaturilor în fluide în mişcare se stabileşte scriind bilanţul energiei termice pentru un volum elementar, delimitat dintr-un fluid în mişcare (fig. 2.6).

Ecuaţia generală a bilanţului termic este şi în acest caz :

[Căldură acumulată] = [Căldură intrată] - [Căldură ieşită]

Cantitatea de căldură care intră în timpul $d\tau$, prin faţa perpendiculară pe axa x, situată la distanţa x de originea sistemului de coordonate, este :

$$Q_x = \rho w_x c_p t.dy.dz.d\tau + (-\lambda \frac{\partial t}{\partial x})dy.dz.d\tau \qquad (2.16)$$

Primul termen din membrul drept al ecuaţiei (2.16) reprezintă cantitatea de căldură ce intră prin convecţie prin suprafaţa dy.dz, iar al doilea termen reprezintă căldura transferată elementului de volum prin suprafaţa dy.dz prin conductivitate termică. Cantitatea de căldură ieşită în timpul $d\tau$ prin faţa elementului de volum, perpendiculară pe axa x, situată la distanţa x+dx de originea sistemului de coordonate este dată de cantitatea de căldură intrată în elementul de volum la care se adaugă variaţia acesteia pe direcţia axei x :

$$Q_{x+dx} = \rho w_x c_p t.dy.dz.d\tau + (-\lambda \frac{\partial}{\partial x})dy.dz.d\tau + \\ + \frac{\partial}{\partial x}\left[\rho w_x c_p t.dy.dz.d\tau + (-\lambda \frac{\partial t}{\partial x})dy.dz.d\tau\right].dx \qquad (2.17)$$

de substanță între fluide, de exemplu condensarea vaporilor prin contact direct cu apa de răcire sau vaporizarea unui lichid în contact cu aerul cald.

Ecuația de calcul a cantității de căldură transmisă, printr-un perete solid, de la un fluid cald (1) la un fluid rece (2), se deduce pe baza modelului fizic prezentat în figura (2.7).

De o parte și de alta a peretelui se formează, datorită forțelor de adeziune cîte un strat limită (film) de fluid. Prin peretele solid căldura se transmite numai prin conductivitate termică și aceasta se poate calcula cu relațiile cunoscute de la paragraful 2.2.1.2. și 2.2.1.3., după caz. De exemplu căldura transmisă prin peretele solid al modelului prezentat în fig. 2.7 se calculează cu relația :

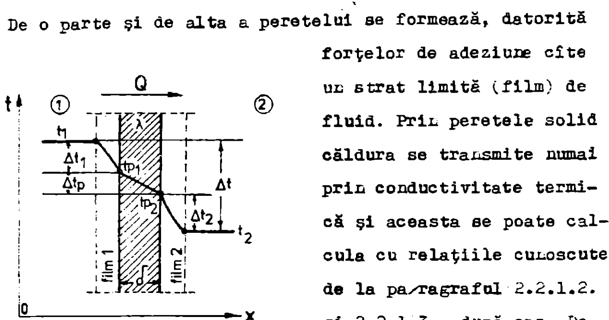


Fig. 2.7.
Modelul fizic la transmiterea căldurii de la fluidul 1 la fluidul 2 prin intermediul unui perete solid.

$$Q = \frac{A(tp_1 - tp_2)}{\frac{\delta}{\lambda}} \qquad (2.29)$$

Utilizarea acestei relații necesită cunoașterea temperaturilor tp_1 și tp_2, care, de obicei, nu se cunosc. Ceea ce se cunoaște sînt temperaturile t_1 și t_2 (măsurate în volumul principal de fluid 1 și 2). Intr-o anumită secțiune, se consideră că aceste temperaturi, datorită turbulenței, au valoare constantă

λ este coeficientul de proporţionalitate, numit coeficient de conductivitate termică sau, mai simplu, conductivitate termica.

Unitatea de măsură pentru λ, în sistemul internaţional, se obţine prin explicitarea ecuaţiei (2.2) în raport cu λ :

$$[\lambda]_{S.I.} = \frac{J.m}{s.m^2.grad} = \frac{W}{m.grad}$$

Coeficientul de conductivitate termică este o mărime fizică ce depinde de natura substanţei şi de temperatură.

Pentru cele mai multe materiale solide (nemetale), λ creşte cu temperatura. Pentru metale, cu excepţia cuprului şi aluminiului, λ scade cu creşterea temperaturii. La gaze, λ creşte cu temperatura, iar la lichide, cu excepţia apei şi glicerinei, λ scade cu temperatura.

Indiferent de starea de agregare variaţia coeficientului de conductivitate cu temperatura este aproximativ liniară :

$$\lambda_t = \lambda_o + b\ t \qquad (2.3)$$

unde b este o constantă caracteristică substanţei şi are valori pozitive sau negative.

După valorile medii ale coeficienţilor de conductivitate termică materialele solde se împart astfel :

- materiale termoizolante λ = 0,023-0,12 W/m.grad
- materiale de construcţie λ = 0,58 - 3,5 W/m.grad
- metale λ = 8,72 - 458 W/m.grad

Calculul coeficientului de conductivitate termică se face fie pe baza unor relaţii teoretice fie pe baza unor relaţii empirice. În manuale şi îndrumare sînt tabelate valorile lui λ pentru materialele cu utilitate practică.

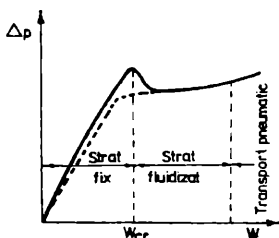


Fig. 1.26.
Pierderea de presiune în funcţie de viteza fictivă a gazului.

greutatea materialului.
Dacă se măsoară pierderea de presiune la trecerea de la stratul fluidizat la stratul fix se constată că legea de variaţie este aceeaşi, dar valoarea căderii de presiune este tot timpul mai mică, (curba punctată în fig. 1.26).

Viteza critică a gazului, w_{cr} este viteza la care pierderea de presiune prin strat Δp_s devine egală cu greutatea stratului raportată la secţiunea coloanei. Pentru un strat din particule sferice de acelaşi diametru, viteza critică se determină din valoarea critică a numărului Reynolds :

$$w_{cr} = \frac{Re_{cr} \cdot \nu_f}{d_p} \qquad (1.112)$$

unde : ν_f este viscozitatea cinematică a fluidului, m^2/s ;
d_p - diametrul particulei sferice, m.

Re_{cr} se calculează în funcţie de criteriul lui Arhimede :

$$Re_{cr} = \frac{Ar}{1400+5,22\sqrt{Ar}} \qquad (1.113)$$

Criteriul lui Arhimede este un criteriu derivat :

$$Ar = \frac{Re^2}{Fr}(\rho - \rho_f) \cdot g = \frac{d_p^3\,(\rho - \rho_f) g \cdot \rho_f}{\eta_f^2} \qquad (1.114)$$

In relaţia (1.114) ρ este densitatea materialului din care provin particulele, Kg/m^3 ;

ρ_f - densitatea agentului de fluidizare, Kg/m^3 ;
η_f - viscozitatea dinamică a agentului de fluidizare,

ε - porozitatea stratului fluidizat.

Pierderea de presiune la curgerea fluidului prin stratul fluidizat se calculează cu relaţia :

$$\Delta p = (\rho - \rho_f)\, g\, (1 - \varepsilon)\cdot h \quad , N/m^2 \qquad (1.120)$$

In relaţia (1.120) termenul $h(1 - \varepsilon)$ se înlocuieşte cu $h_o(1 - \varepsilon_o)$, pe baza relaţiei (1.119).

1.3.8.2.3. Curgerea a două faze prin aparate cu umplutură

In unele operaţii ca absorbţia, extracţia, distilarea, spălarea gazelor, prin stratul de umplutură curg două fluide avînd stări de agregare diferite, (lichid - lichid ; lichid - vapori ; lichid - gaz). Lichidul curge de obicei descendent şi se distribuie sub formă unei pelicule pe suprafaţa tuturor elementelor de umplutură. Gazul sau vaporii circulă prin spaţiul rămas liber din golurile umpluturii.

In figura 1.27 este reprezentată schematic o coloană cu umplutură străbătută de două faze fluide. H_u reprezintă înălţimea stratului de umplutură iar D - diametrul interior al coloanei. In calculele hidrodinamice ale aparatelor cu umplutură se folosesc mărimi asemănătoare cu cele de la

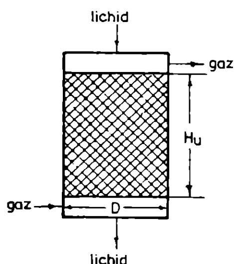


Fig. 1.27
Coloană cu umplutură străbătută de două faze fluide.

să fie adimensional impune ca exponenții fiecărei unități fundamentale să fie nuli. De aici rezultă un sistem de ecuații algebrice din a cărui rezolvare se află exponenții mărimilor care formează grupul.

Pentru a exemplifica aplicarea analizei dimensionale și a teoremei π se propune să se afle ecuația de calcul a debitului volumic de lichid care se scurge staționar dintr-un rezervor. Presupunînd necunoscută ecuația diferențială care descrie acest proces se va utiliza metoda analizei dimensionale pentru a afla ecuația de calcul a debitului volumic.

Se consideră că mărimile implicate în proces sînt, (v.fig. 1.18) : înălțimea h, a lichidului în rezervor, secțiunea S_0 a orificiului de scurgere, debitul volumic V_s și accelerația gravitațională g. Prin urmare numărul mărimilor implicate în proces este $n = 4$, iar funcția (1.82) este :

$$f_1(V_s, S_0, h, g) = 0$$

Scriind dimensional cele n mărimi se constată că sînt necesare două unități fundamentale din sistemul S.I., deci : $n_1 = 2$. Funcția (1.83) este :

$$f_2(\pi_1, \pi_2) = 0$$

Se formează grupurile π_1 și π_2 astfel : se iau două mărimi, numite comune pentru că vor apare în ambele grupuri, și se atașează pe rînd cîte una din celelalte mărimi :

$$\pi_1 = g^{x_1} \cdot h^{x_2} \cdot S_0^{x_3} \quad ;$$

$$\pi_2 = g^{x_4} \cdot h^{x_5} \cdot V_s^{x_6}$$

Se scriu dimensional grupurile :

$$\left[\pi_1\right] = \left(\frac{m}{s^2}\right)^{x_1} \cdot (m)^{x_2} \cdot (m^2)^{x_3} \iff$$

$$\left[\pi_1\right] = m^{(x_1+x_2+2x_3)} \cdot s^{(-2x_1)}$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 t$$

care nu este alta decît ecuaţia diferenţială a lui Fourier, care dă distribuţia temperaturilor la transmiterea căldurii prin medii imobile. In cazul regimului staţionar : $\partial t / \partial \tau = 0$ şi ecuaţia (2.26) devine :

$$w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \cdot \nabla^2 t \qquad (2.27)$$

Se mai observă că suma termenilor din membrul drept al ecuaţiei (2.26) definesc derivata substanţială a temperaturii, şi ecuaţia (2.26) se mai poate scrie :

$$\frac{Dt}{d\tau} = a \cdot \nabla^2 t \qquad (2.28)$$

Ecuaţia (2.26), respectiv ecuaţia (2.28) este întîlnită în literatura de specialitate sub numele de ecuaţia diferenţială Fourier - Kirchhoff.

2.2.2.2. Căldura transmisă prin conductivitate termică şi convecţie. Coeficienţi individuali de transfer de căldură şi coeficientul global de transfer termic

In aproape toate cazurile practice, transmiterea căldurii se face de la un fluid mai cald printr-un perete despărţitor la un fluid mai rece ; de exemplu încălzirea unui lichid dintr-un cazan cu ajutorul gazelor de ardere, răcirea aerului dintr-o încăpere de către aerul rece din exterior, prin intermediul pereţilor. Uneori nu există perete despărţitor şi transmiterea căldurii se face direct prin contactul între cele două fluide; în aceste cazuri, transmisia căldurii este însoţită de schimb

Pentru întocmirea bilanţului termic se consideră un volum elementar $dv = dx.dy.dz$ din mediul prin care se transferă căldură prin conductivitate termică. Ecuaţia generală de bilanţ se scrie astfel :

$$\begin{bmatrix}\text{Debit de căldură intrat}\\ \text{în elementul de volum}\end{bmatrix} - \begin{bmatrix}\text{Debit de căldură ieşit}\\ \text{din elementul de volum}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\text{Debitul de căldură acumulat}\\ \text{în elementul de volum}\end{bmatrix}$$

Pentru transferul căldurii după direcţia x se poate scrie :

- Debitul de căldură, intrată pe faţa perpendiculară pe axa x, situată la distanţa x de originea sistemului de coordonate cartezian

$$Q_x = -\lambda dy.dz.\frac{\partial t}{\partial x} \quad W$$

- Debitul de căldură ieşită pe faţa perpendiculară pe axa x, situată la distanţa $x+dx$ de originea sistemului de coordonate :

$$Q_{x+dx} = \left[-\lambda dy.dz.\frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(-\lambda dy.dz.\frac{\partial t}{\partial x}\right)dx\right]$$

Debitul de căldură acumulată după direcţia x este :

$$dQ_x = Q_x - Q_{x+dx} = \bar{\lambda}\,\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}\,dx.dy.dz$$

In această expresie s-a notat cu $\bar{\lambda}$, valoarea medie a coeficientului de conductivitate termică, ţinînd cont de variaţia temperaturii pe direcţia x.

Ecuaţiile pentru debitul de căldură acumulat se stabilesc similar şi pentru celelalte două direcţii, obţinîndu-se pentru acumularea totală :

$$dQ_x + dQ_y + dQ_z = \bar{\lambda}\cdot\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right)dx.dy.dz$$

$$dQ = \frac{\partial(m.c_p.t)}{\partial\tau} d\tau = \frac{\partial(\rho.c_p.t)}{\partial\tau} . dV.d\tau \quad (2.22)$$

Din egalarea ecuaţiilor (2.21) şi (2.22) rezultă :

$$-\left[\frac{\partial(\rho\cdot w_x c_p t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\cdot w_y c_p t)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\cdot w_z c_p t)}{\partial z}\right] + \lambda\cdot\nabla^2 t = \frac{\partial(\rho\cdot c_p.t)}{\partial\tau} \quad (2.23)$$

Dacă se folosescpentru densitatea, căldura specifică şi conductivitatea termică a fluidului valorile medii, considerate constante, ele se scot de sub diferenţială şi ecuaţia (2.23) devine:

$$-\bar{\rho}.\bar{c}_p\left[\frac{\partial(w_x t)}{\partial x} + \frac{\partial(w_y t)}{\partial y} + \frac{\partial(w_z t)}{\partial z}\right] + \bar{\lambda}\cdot\nabla^2 t = \bar{\rho}.\bar{c}_p . \frac{\partial t}{\partial\tau} \quad (2.24)$$

După efectuarea derivatelor $\frac{\partial}{\partial i}(w_i\cdot t)$, (unde $i = x, y, z$) din membrul stîng al ecuaţiei (2.24) şi după împărţirea membrului stîng şi drept al ecuaţiei prin $\bar{\rho}.\bar{c}_p$ se obţine :

$$-\left[t\left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z}\right) + w_x\frac{\partial t}{\partial x} + w_y\frac{\partial t}{\partial y} + w_z\frac{\partial t}{\partial z}\right] + a\cdot\nabla^2 t = \frac{\partial t}{\partial\tau} \quad (2.25)$$

Se observă că termenul dinparanteza rotundă din membrul stîng al ecuaţiei (2.25) reprezintă divergenţa vitezei .., care pentru fluide necompresibile este egală cu zero, şi ecuaţia (2.25) se reduce la forma :

$$a\cdot\nabla^2 t = \frac{\partial t}{\partial\tau} + w_x\frac{\partial t}{\partial x} + w_y\frac{\partial t}{\partial y} + w_z\frac{\partial t}{\partial z} \quad (2.26)$$

Ecuaţia (2.26) reprezintă ecuaţia diferenţială a distribuţiei temperaturilor în fluide în mişcare.

In cazul unor medii imobile, termenii ce conţin viteza, din ecuaţia (2.26) se anulează şi ecuaţia (2.26) se reduce la forma :

$$\Delta p_p = \Delta p_{fr} + \Delta p_{r.\ell.} \quad , \; N/m^2 \qquad (1.92)$$

unde :

p_p este pierderea totală de presiune ;

p_{fr} - pierderea de presiune datorată rezistențelor de frecare ;

$p_{r.\ell.}$ - pierderea de presiune datorată rezistențelor locale.

Simbolul Δ sugerează surplusul de energie cheltuită din exterior pentru a compensa pierderile.

Ambii termeni din dreapta ecuației (1.92) se exprimă ca părți din presiunea dinamică (v. și ec. 1.74.a) :

$$\Delta p_{fr} = \xi \cdot \Delta p_d \qquad (1.93)$$

$$p_{r.\ell.} = \Delta p_d \cdot \sum_{i=1}^{n} \xi_i \qquad (1.94)$$

In relația (1.93) ξ se numește coeficient de rezistență prin frecare. Pentru porțiunile drepte ale traseului de conducte sau canale ξ se calculează cu relația :

$$\xi = f(Re) \cdot \frac{\ell}{d_e} \qquad (1.95)$$

unde : ℓ este lungimea porțiunilor drepte ale traseului, m ;

d_e - diametrul echivalent, m ;

Funcția f(Re) este notată cu λ și se numește coeficient de frecare. Pentru conducte sau canale netede λ se calculează în funcție de Reynolds cu ajutorul unor relații stabilite empiric. De exemplu, pentru curgerea izotermă staționară :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \; , \text{ pentru } Re < 2320 \quad ; \qquad (1.96)$$

și

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \; , \text{ pentru } 3.10^3 < Re < 1.10^5 \qquad (1.97)$$

Pentru conducte a căror perete prezintă neregularități λ depinde atît de Reynolds cît și de starea suprafeței peretelui, caracterizată prin rugozitatea relativă ε :

1.3.8.2. Curgerea unui fluid printr-un strat granular sau printr-un strat de umplutură

In multe operaţii fluidul străbate un strat format din bulgări, granule, pulberi sau, un strat constituit din corpuri de umplere, numit strat de umplutură. Un astfel de proces de curgere are loc de exemplu la trecerea gazului prin stratul de bulgări la arderea calcarului, trecerea unui fluid printr-un strat de catalizator, trecerea prin straturi filtrante sau prin straturi de schimbători de ioni etc. Divizarea materialului în formă de bulgări sau de bucăţi de forme geometrice regulate se face cu scopul măririi suprafeţei de contact între fluid şi solid ; suprafaţa de contact mare asigură productivitatea mare a aparatului.

Umpluturi sau corpuri de umplere

O bună umplutură trebuie să satisfacă următoarele condiţii:

- să aibă suprafaţă specifică mare ;
- porozitatea sau fracţia de goluri să fie mare ;
- să opună rezistenţă mică la trecerea fluidului prin strat ;
- să aibă rezistenţă mecanică şi chimică mare ;
- să fie ieftină şi uşor de procurat.

După forma lor, materialele din care se constituie straturile sînt de trei categorii :

- materiale de formă neregulată ;
- corpuri de umplere sau umpluturi de formă geometrică definită ;

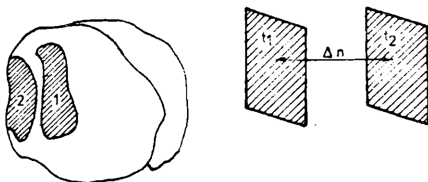


Fig. 2.1.

Suprafeţe izoterme : 1 - suprafaţă închisă ;
2 - suprafaţă deschisă.

<u>Gradientul de temperatură</u> se defineşte ca limita raportului dintre diferenţa temperaturilor a două suprafeţe izoterme, Δt şi distanţa normală, Δn dintre aceste suprafeţe (fig. 2.1.) cînd $\Delta n \rightarrow 0$. Deci :

$$grad\ t = \lim_{\Delta n \to 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{dt}{dn} \qquad (2.1)$$

Gradientul de temperatură se exprimă deci printr-o diferenţă de temperatură pe unitatea de lungime. El exprimă intensitatea cu care se realizează transferul de căldură.

Transferul de căldură prin conductivitate termică se face în direcţia normalei la suprafeţele izoterme şi în sensul scăderii temperaturii.

<u>Legea Fourier</u>. Descrie transferul de căldură prin conductivitate şi a fost dedusă printr-un raţionament empiric. Conform acestei legi, fluxul de căldură transferat prin conductivitate termică este proporţional cu aria suprafeţei şi cu gradientul de temperatură :

$$Q = -\lambda \cdot A \frac{dt}{dn} \qquad \left[\frac{J}{s}\right] \equiv W \qquad (2.2)$$

în care : A este suprafaţa de transfer de căldură în m^2,

$$Re = \frac{w_o \cdot d_e \cdot \rho_f}{\eta_f} = \frac{4 \cdot w_f \cdot \rho_f}{\eta_f \cdot \sigma} \quad (1.123)$$

In relaţia (1.123) w_f este viteza fictivă a gazului, ρ_f şi η_f sînt densitatea respectiv viscozitatea dinamică a fluidului iar σ este suprafaţa specifică a umpluturii.

Pierderea de presiune la curgerea gazului prin umplutură uscată se calculează cu relaţia :

$$\Delta p_p = \lambda \cdot \frac{H_u}{d_e} \cdot \frac{w_o^2}{2} \rho_f \text{ , N/m}^2 \quad (1.124)$$

în care diametrul echivalent, d_e şi viteza reală w_o se înlocuiesc cu expresiile lor din relaţiile (1.121) şi (1.122). Coeficientul de frecare λ se calculează cu aceleaşi relaţii ca la stratul fix. Delimitarea regimului de curgere se face de asemenea ca la stratul fix.

Pierderea de presiune prin umplutura udată va fi mai mare deoarece pe lîngă învingerea frecării dintre gaz şi lichid o parte din energie se consumă pentru antrenarea parţială a lichidului în sensul curgerii :

$$\Delta p_{p_{ud.}} = \Delta p_p \cdot k \quad (1.125)$$

Coeficientul k ţinea seama de creşterea rezistenţei la curgerea gazului prin umplutura udată şi are valoarea cuprinsă între 1 şi 3.

1.3.8.2.4. Curgerea în jurul unui corp. Curgerea externă

In cadrul acestui tip de curgere pot surveni următoarele situaţii :

- se deplasează corpul iar fluidul stă în nemişcare

un timp τ. Calculul timpului τ se face pe baza următoarelor considerații :

- debitul de lichid după timpul τ este :

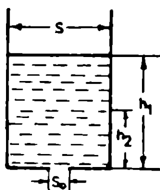


Fig. 1.19.
Elemente pentru calculul timpului de golire a unui rezervor.

$V_s = V/\tau$ unde V este volumul de lichid care se mai află în rezervor ; sub formă diferențială se poate scrie : $dV = V_s . d\tau$ iar $dV = - S . dh$ unde S este secțiunea rezervorului. Ținînd cont și de ecuația (1.79) se poate scrie :

$$-S . dh = \alpha S_0 \sqrt{2g} \cdot h^{1/2} . d\tau$$

, care după separarea variabilelor se aduce la forma :

$$\int_0^{\tau} d\tau = - \frac{S}{\alpha S_0 \cdot \sqrt{2g}} \int_{h_1}^{h_2} h^{-1/2} \cdot dh \qquad (1.80)$$

cu care se poate calcula durata de golire a rezervorului, cînd $h_2 = 0$:

$$\tau = \frac{2 \, S \cdot \sqrt{h_1}}{\alpha . S_0 \cdot \sqrt{2g}} \qquad (1.81)$$

1.3.7. Similitudine și analiză dimensională

Nu totdeauna se poate stabili ecuația diferențială sau sistemul de ecuații diferențiale care descriu un proces fizic și, uneori chiar cînd sînt cunoscute ecuațiile diferențiale, acestea nu pot fi integrate prin metode matematice obișnuite. In astfel de situații pentru stabilirea ecuațiilor analitice de calcul a proceselor fizice se recurge la metode semiempirice bazate pe teoria similitudinii și pe analiza dimensională.

ecuaţia criterială :

$$Eu = C \cdot Re^m \cdot Fr^n \cdot \left(\frac{\ell_1}{L}\right)^o \ldots \left(\frac{\ell_n}{L}\right)^q \qquad (1.91)$$

Constanta C şi exponenţii criteriilor trebuie determinaţi experimental. Pentru un anumit proces concret unele criterii pot să nu aibă influenţă ; pentru acele criterii exponentul are valoarea zero şi ecuaţia criterială capătă o formă mai simplă.

1.3.8. Procese de curgere

1.3.8.1. Curgerea prin conducte şi canale. Rezistenţe în curgere

După cum s-a văzut în oricare din formele ecuaţiei Bernoulli apare un termen care se referă la pierderi. Acest termen ţine seama de rezistenţele care se opun deplasării (curgerii fluidului) In cazul curgerii prin conducte sau canale se deosebesc trei feluri de rezistenţe :

- rezistenţe de frecare ;
- rezistenţe locale ;
- rezistenţe de inerţie.

Rezistenţele de frecare sînt efectul atît a forţelor de frecare între straturile de fluid, numite forţe de frecare internă, cît şi a forţelor de frecare între fluid şi peretele conductei, numite forţe de adeziune.

Rezistenţele locale sînt cauzate de obstacolele situate pe traseul prin care curge fluidul, cum ar fi : coturi, teuri, ventile, îngustări sau lărgiri ale secţiunii de curgere etc. In fig. 1.20 sînt date cîteva tipuri de rezistenţe locale.

Re < 40 - curgere laminară ;

Re > 40 - curgere turbulentă.

Diametrul aparatului în care se introduce stratul de material se calculează cu ecuația debitului volumic de fluid :

$$D = \sqrt{\frac{4.V_s}{\pi.w_f}} \quad , \quad m \qquad (1.111)$$

unde w_f este viteza fictivă a fluidului, m/s.

1.3.8.2.2. Fluidizarea

Un contact pe o suprafață mare și mereu reînnoită între fluid și solid se realizează atunci cînd particulele solide dintr-un strat sînt aduse în starea de fluidizare. In figura 1.25 se dă schița de principiu a unui aparat în care se realizează stratul fluidizat. Materialul solid dispersat în granule este alimentat continuu sau discontinuu într-o coloană ; în coloană materialul se sprijină pe o placă perforată sau pe o sită metalică. Agentul de fluidizare (un gaz sau chiar un lichid) este adus pe la partea inferioară a coloanei și se distribuie prin orificiile plăcii sau sitei. La viteze mici fluidul curge prin spațiul liber dintre granulele stratului care se menține fix. Mărind viteza,

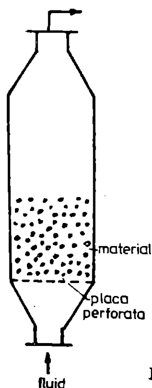


Fig. 1.25.
Principiul fluidizării.

2.2.2. Transferul de căldură prin convecție

In masa unui fluid, transferul de căldură se realizează simultan prin conductivitate termică și convecție liberă sau forțată. Ponderea unuia sau a altuia din aceste mecanisme depinde de modul în care este încălzit fluidul și de sensul și intensitatea curenților care apar în interiorul său.

Spre exemplu, dacă într-un cilindru cu apă se introduce o bucată de gheață (care avînd densitatea mai mică, plutește la suprafața apei) și se încălzește la partea inferioară, gheața se topește repede, în această situație convecția liberă (naturală) are o pondere importantă în transmiterea căldurii - curenții calzi din apropierea locului de încălzire a cilindrului urcă spre partea superioară și transmit căldura gheții. Dacă gheața este ținută pe fundul cilindrului și încălzirea se face la partea superioară, gheața se topește mult mai încet, deoarece participarea convecției libere la transferul de căldură este neglijabilă, și căldura se transmite de la partea superioară a cilindrului, aproape numai prin conductivitate termică. Dacă în această din urmă situație, apa din cilindru se agită se formează curenți de convecție forțată și gheața se topește cel mai repede.

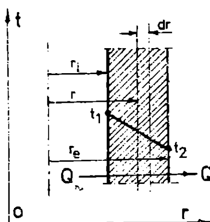


Fig. 2.5.
Modelul fizic la transmiterea căldurii prin pereţi cilindrici.

astfel :

$$Q = -\lambda 2\pi r \cdot \ell \frac{dt}{dr} \qquad (2.13)$$

Separînd variabilele în ecuaţia (2.13) şi integrînd se obţine :

$$Q = \frac{2\pi\ell(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_e}{r_i}} \qquad (2.14)$$

Pentru pereţi cilindrici formaţi din mai multe straturi, căldura transmisă prin conductivitate se calculează cu relaţia :

$$Q = \frac{2\pi\ell(t_1 - t_2)}{\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\lambda_i}\ln\frac{(r_{ext})_i}{(r_{int})_i}} \qquad (2.15)$$

în care $r_{ext.i}$ este raza exterioară a stratului i , iar $r_{int.i}$ este raza interioară a stratului i;cu n s-a notat numărul straturilor.

Relaţia de calcul a fluxului de căldură transmisă prin pereţi plani poate fi folosită şi pentru căldura transmisă prin pereţi cilindrici, dacă este îndeplinită condiţia $d_e/d_i \leq 2$. Eroarea care se face prin utilizarea ecuaţiei pentru pereţi plani în locul celei pentru pereţi cilindrici este de 4 %.
La aparatele cilindrice şi ţevile utilizate frecvent în construcţia aparatelor de transfer de căldură, de obicei,condiţia $d_e/d_i \leq 2$ este îndeplinită.

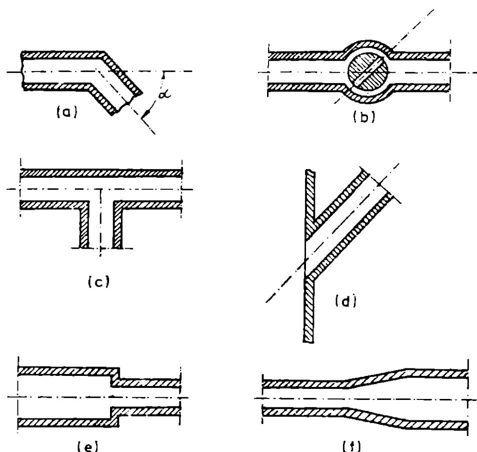


Fig. 1.20.
Tipuri de rezistențe locale : a - cot ; b - robinet cu cep ; c - teu ; d - racord ; e - îngustare de secțiune ; f - lărgire de secțiune.

Rezistențele de inerție sînt efectul curgerii neregulate a fluidului ; ele se manifestă, de exemplu, la curgerea prin conductele de aspirație și de refulare ale pompelor cu piston, al căror debit este pulsatoriu. In general, rezistențele de inerție au pondere importantă la viteze mari de curgere și nu vor fi luate în considerare la vitezele uzuale de curgere prin conducte sau canale.

Rezistențele în curgere duc la scăderea vitezei fluidului, respectiv a energiei sale cinetice. Deoarece energia cinetică calculată pentru masa unității de volum de fluid este echivalentă dimensional cu o presiune, s-a convenit să se calculeze rezistențele în curgere în termeni de presiune :

- grătare.

Materialele de formă neregulată folosite ca umpluturi sînt : bucăţi de coos, de cărămidă, pietriş, talaş, surcele de lemn etc. Aceste materiale sînt ieftine, uşor de procurat şi au rezistenţă mecanică şi chimică bună. Mărimea lor neuniformă duce însă la rezistenţe mari la curgerea fluidului şi chiar la înfundări ale spaţiului de curgere. Acest dezavantaj este parţial înlăturat prin sortarea prealabilă a materialelor.

Corpurile de umplere de formă geometrică definită sau umpluturile propriu-zise sînt cele mai răspîndite. Ele se execută din materiale ceramice sau din oţel. In figura 1.23 sînt prezentate umpluturile cele mai utilizate în practica industrială. Umpluturile pot fi aşezate în aparat regulat, bucată cu bucată sau neregulat (turnate pur şi simplu). Aşezarea regulată are avantajul că evită formarea unor canale neuniforme de curgere şi opune o rezistenţă mai mică la curgerea fluidului. Cînd

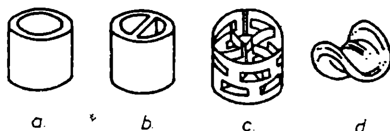


Fig. 1.23.

Tipuri de umpluturi : a. - inel Raschig ; b. - inel Lessing ; c. - inel Pall ; d. - şea Berl.

$$\sigma = \frac{P_o \times H}{V}, \; m^2/m^3 \qquad (1.107)$$

in relaţia (1.107) P_o este perimetrul mediu al tuturor particulelor dintr-un metru cub de strat.

Uneori suprafaţa specifică se exprimă în raport cu unitatea de masă şi se dă în m^2/Kg.

Diametrul echivalent d_e se exprimă pe baza relaţiilor (1.30) şi (1.31) :

$$d_e = \frac{4.S_o}{P_o} = \frac{4.S_o \times H/V}{P_o \times H/V} = 4\frac{\varepsilon}{\sigma}, \; m \qquad (1.108)$$

Regimul de curgere a fluidului prin stratul de particule se calculează pe baza relaţiei :

$$Re = \frac{w_o \cdot d_e \cdot \rho_f}{\eta_f} \qquad (1.109)$$

în care : ρ_f este densitatea fluidului, Kg/m^3 ;
η_f - viscozitatea dinamică a fluidului, $N.s/m^2$;
w_o - viteza reală, m/s ;
d_e - diametrul echivalent, m.

Pierderea de presiune la curgerea fluidului prin strat se calculează cu mai multe relaţii empirice dintre care cea mai simplă este sub forma :

$$\Delta p_p = \lambda \cdot \frac{H}{d_e} \frac{w_f^2}{2} \cdot \rho_f \cdot \varepsilon, \; N/m^2 \qquad (1.110)$$

unde λ este coeficientul de frecare calculat funcţie de regimul de curgere a fluidului prin strat :

$$\lambda = \frac{140}{Re} \quad \text{pentru curgerea laminară ;}$$

$$\lambda = \frac{16}{Re^{0,2}} \quad \text{pentru curgerea turbulentă.}$$

Delimitarea regimului de curgere a fluidului prin strat se face astfel :

$N.s/m^2$;

g - accelerația gravitațională, m/s^2 ;

d_p - diametrul particulei, m.

Pentru un strat polidispers (care conține particule sferice de diametre diferite) se calculează diametrul echivalent cu relația :

$$d_e = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{x_i}{d_i}} \qquad (1.115)$$

în care n este numărul de fracții granulometrice ;

d_i - dimensiunea medie a sitei, adică media între dimensiunile ochiurilor a două site consecutive pentru fracția i ;

x_i - conținutul în părți de masă a fracției i .

Viteza de fluidizare w se calculează în funcție de viteza critică și un factor de fluidizare $k \sim 1,7$:

$$w = w_{cr} \cdot k \quad , \quad m/s \qquad (1.116)$$

Viteza reală w_r a gazului prin stratul fluidizat se calculează ținînd cont de porozitatea stratului fluidizat ε :

$$w_r = \frac{w}{\varepsilon} \; , \; m/s \qquad (1.117)$$

Porozitatea stratului fluidizat se calculează funcție de criteriile Reynolds și Arhimede :

$$\varepsilon = \left(\frac{18\ Re + 0,36\ Re^2}{Ar} \right)^{0,21} \qquad (1.118)$$

Inălțimea h a stratului fluidizat se calculează cu relația aproximativă :

$$h = \frac{1 - \varepsilon_o}{1 - \varepsilon} h_o \qquad (1.119)$$

în care ε_o este porozitatea stratului fix ;

h_o - înălțimea stratului f...

așezarea se face neregulat se umple mai întîi aparatul cu apă și apoi se toarnă umplutura pentru a se atenua șocurile mecanice în cădere și a evita spargerea umpluturii. In aparat, umplutura este susținută pe un suport în forma unei plăci perforate sau a unui grătar din metal sau alt material rezistent, mecanic și chimic.

Umplutura din grătare constă din mai multe grătare din lemn, oțel, materiale ceramice, care se suprapun pînă la înălțimea calculată. Grătarele au avantajul că produc o pierdere de presiune mică la curgerea fluidului, se montează și se demontează ușor.

1.3.8.2.1. Relații caracteristice stratului și curgerii fluidului prin strat

In figura 1.24 este reprezentat schematic un aparat de tip coloană cu diametrul interior D, în care se află un strat de înălțime H. Fluidul (în general gaze sau vapori), curge

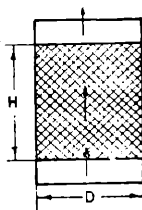


Fig. 1.24.
Coloană cu strat fix străbătut de un fluid.

$$\frac{Q}{A} \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_3} = t_{23} - t_2$$

Adunînd aceste relaţii, membru cu membru, se obţine:

$$\frac{Q}{A}\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}\right) = t_1 - t_2, \text{ de unde :}$$

$$Q = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \cdot A(t_1 - t_2) \qquad (2.11)$$

In relaţia (2.11) fiecare raport δ_i / λ_i poartă denumirea de rezistenţă termică specifică la transferul căldurii prin conductivitate şi are dimensiunile $m^2 .grad/W.$

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i} \quad \text{iar} \quad R_t = \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$

este rezistenţa termică totală.

Inversa reziszenţei termice totale reprezintă coeficientul de transfer de căldură.

Pentru un perete plan format din n straturi, căldura care se transferă prin conductivitate termică în regim staţionar se calculează cu relaţia :

$$Q = \frac{A(t_1 - t_2)}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad W \qquad (2.12)$$

2.2.1.3. Căldura transferată prin conductivitate termică, în regim staţionar prin pereţi cilindrici

In cazul peretelui cilindric, cele două suprafeţe între care se face schimbul de căldură prin conductivitate, nu mai sînt egale, ci depind de rază. Modelul fizic pentru această situaţie este prezentat în fig. 2.5. Legea Fourier se scrie

2.2.1.2. Căldura transferată prin conductivitate termică în regim staționar prin pereți plani - paraleli

Printr-un perete plan a cărui lungime și lățime sînt mult mai mari în comparație cu grosimea sa, transferul de căldură se face unidimensional, perpendicular pe fețele lui. Ecuația (2.6) se reduce în acest caz la forma :

$$\frac{d^2t}{dx^2} = 0 \qquad (2.7)$$

Ecuația (2.7) se integrează de două ori, obținîndu-se :

$$t = C_1 . x + C_2 \qquad (2.8)$$

Constantele de integrare se determină din condițiile limită :

- pentru $x = 0$; $t = t_1$ și deci $C_2 = t_1$
- pentru $x = \delta$; $t = t_2$ și deci $C_1 = \frac{t_2 - t_1}{\delta}$

Introducînd valoarea constantelor C_1 și C_2 în ecuația (2.8) se obține :

$$t = \frac{t_2 - t_1}{\delta} x + t_2 \qquad (2.9)$$

In cazul în care t_1 și t_2 sînt constante, relația (2.9) este ecuația unei drepte (fig. 2.3). Cantitatea de căldură transferată în unitatea de timp prin conductivitate termica se calculează din legea Fourier:

$$Q = - \lambda A \cdot \frac{dt}{dx}$$

în care gradientul de temperatură se obține prin derivarea în raport cu x a ecuației (2.9) :

$$\frac{dt}{dx} = \frac{t_2 - t_1}{\delta} \quad \text{și deci :}$$

$$Q = -\lambda A \frac{t_2 - t_1}{\delta} \quad \text{sau :}$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} A (t_1 - t_2) \quad W \qquad (2.10)$$

Ecuaţia (4.8) reprezintă relaţia de calcul a fluxului de căldură transferată prin conductivitate termică printr-un perete cu feţe plane.

In cazul pereţilor formaţi din mai multe straturi paralele (fig. 2.4), prin care se transferă căldură prin conductivitate termică în regim staţionar se poate scrie :

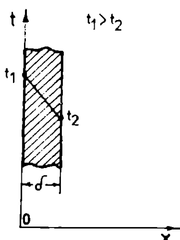


Fig. 2.3.
Modelul fizic la transmiterea căldurii prin pereţi plani - paraleli.

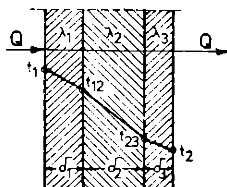


Fig. 2.4.
Modelul fizic la transmiterea căldurii prin pereţi plani formaţi din mai multe straturi.

$$Q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} A(t_1 - t_{12})$$

$$Q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} A(t_{12} - t_{23})$$

$$Q = \frac{\lambda_3}{\delta_3} A(t_{23} - t_2) \quad \text{sau :}$$

$$\frac{Q}{A} \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} = t_1 - t_{12}$$

$$\frac{Q}{A} \cdot \frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_{12} - t_{23}$$

cum este cazul deplasării navelor pe o mare liniştită ;

- se deplasează fluidul iar corpul stă pe loc (curgerea apei în jurul pilonilor unui pod) ;

- se deplasează atît corpul cît şi fluidul dar cu viteze diferite. Acesta este cazul cel mai general.

In figura 1.28 sînt reprezentate liniile de curent ale fluidului, în jurul unui corp scufundat în interiorul său. Se

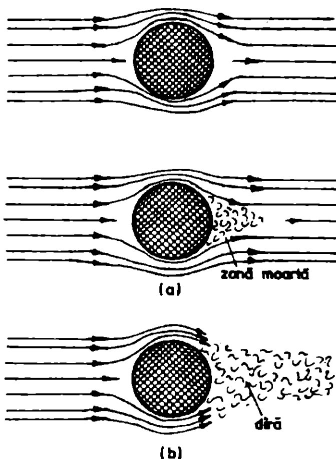


Fig. 1.28.

Liniile de curent la curgerea în jurul unui corp.

observă că liniile de curent înconjoară corpul, densitatea lor fiind maximă în jurul acestuia. La viteze mari în spatele corpului se formează o aşa-zisă zonă moartă în care traiectoriile

Pentru ca grupul π_1 să fie adimensional este necesar ca exponentul unităților fundamentale pentru lungime şi pentru timp să fie nuli :

$$x_1 + x_2 + 2\,x_3 = 0$$
$$-\,2\,x_1 = 0$$

Sistemul de două ecuații cu trei necunoscute admite o infinitate de soluții, una din ele (cea mai simplă) se află dînd uneia dintre necunoscute valoarea unu, de exemplu $x_3 = 1$. Soluția sistemului este acum :

$$x_1 = 0$$
$$x_2 = -\,2$$
$$x_3 = 1$$

Grupul π_1 se scrie acum :

$$\pi_1 = h^{-2} \cdot S_o.$$

In mod asemănător se găsește :

$$\pi_2 = \frac{V_s}{h^2\sqrt{g.h}}$$

Se scrie funcția (1.83) cu expresiile grupurilor adimensionale :

$$f_2\left(\frac{S_o}{h^2}\ ,\ \frac{V_s}{h^2.\sqrt{g.h}}\right) = 0,$$

şi se explicitează în raport cu grupul adimensional care conține mărimea ce trebuie calculată :

$$\frac{V_s}{h^2.\sqrt{g.h}} = C.\left(\frac{S_o}{h^2}\right)^x \qquad (1.84)$$

La acest rezultat se opresc posibilitățile analizei adimensionale. Valoarea constantei C şi a exponentului x din ecuația (1.84) se determină experimental. In exemplul discutat, dacă lichidul este apa, s-a aflat prin experimentare :

$$x = 1$$
$$C = \alpha\cdot\sqrt{2}$$

Capitolul 2. TRANSFERUL DE CALDURA

2.1. CONSIDERATII GENERALE

In urma studiului termodinamic şi cinetic se stabilesc parametrii de lucru care trebuie menţinuţi în reactoarele industriale (modul de contactare a reactanţilor, regimul hidrodinamic, presiunea, temperatura, compoziţia etc.), astfel încît să fie asigurată obţinerea produselor finite în cantitatea şi puritatea impusă, la un preţ de cost cît mai scăzut. Aducerea reactanţilor la parametrii prestabiliţi se face fie în reactor, cînd acest lucru este posibil, fie în afara reactorului, în aparate numite, după operaţia fizică respectivă, încălzitoare, răcitoare, amestecătoare, compresoare, utilaje de purificare etc.

In acest capitol se prezintă mecanismul şi viteza proceselor de transfer de căldură a căror rezultat este schimbarea (creşterea sau scăderea) temperaturilor reactanţilor.

2.2.1.1. Ecuația diferențială a distribuției temperaturilor într-un mediu imobil Ecuația Fourier

Pentru a calcula efectiv, cu ecuația (2.2), fluxul de căldură ce se transferă prin conductivitate termică trebuie să se cunoască expresia gradientului de temperatură, adică derivata funcției $t = f(x, y, z, \tau)$ în raport cu coordonata care indică direcția după care se face transferul.

Forma funcției $t = f(x,y,z,\tau)$ se află prin integrarea ecuației diferențiale a distribuției temperaturilor într-un mediu imobil. Această ecuație diferențială reprezintă bilanțul de energie termică pentru un volum elementar, delimitat dintr-un mediu imobil prin care căldura se transferă prin conductivitate termică (fig. 2.2).

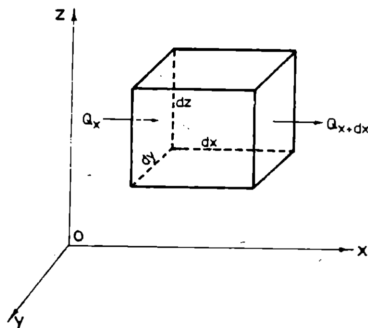


Fig. 2.2.

Elementul de volum pentru deducerea ecuației lui Fourier.

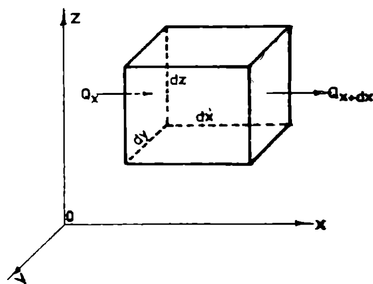


Fig. 2.6.

Elementul de volum pentru deducerea ecuației Fourier - Kirchhoff

Căldura acumulată pe direcția axei x este:

$$dQ_x = Q_x - Q_{x+dx} = \left[- \frac{\partial(\rho \cdot w_x c_p t)}{\partial x} + \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right] \cdot dV . d\tau \quad (2.18)$$

Similar se găsește pentru căldura acumulată pe direcția axei y și z:

$$dQ_y = \left[- \frac{\partial(\rho . w_y c_p t)}{\partial y} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right] \cdot dV . d\tau \quad (2.19)$$

$$dQ_z = \left[- \frac{\partial(\rho w_z c_p t)}{\partial z} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right] \cdot dV \cdot d\tau \quad (2.20)$$

Acumularea totală : $dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z$:

$$dQ = \left\{ - \left[\frac{\partial(\rho \cdot w_x c_p t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot w_y c_p t)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w_z c_p t)}{\partial z} \right] + \right.$$

$$\left. + \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \right\} dV . d\tau \quad (2.21)$$

Pe de altă parte căldura acumulată în elementul de volum duce la variația căldurii sensibile a acestuia :

$$\ell_e = \frac{2\pi . R . \alpha}{360}, \text{ m} \qquad (1.100)$$

iar coeficientul de rezistență locală al cotului se poate exprima sub forma :

$$\xi_{cot} = \lambda \cdot \frac{\ell_e}{d_e} \qquad (1.101)$$

unde :

d_e - diametrul echivalent, considerat ca și pentru conducta dreaptă ;

ℓ_e - lungimea echivalentă a cotului, m ;

λ - coeficientul de frecare calculat ca și pentru conducta dreaptă.

Cînd se utilizează lungimile echivalente tuturor rezistențelor locale ecuația (1.99) devine :

$$\Delta p_p = \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left[\ell + \sum_{i=1}^{n} (\ell_e)_i \right] \cdot \Delta p_d \qquad (1.102)$$

In cazul curgerii neizoterme a fluidelor, vîscozitatea și, respectiv, numărul Re variază. In această situație valorile coeficientului de frecare λ, calculate funcție de numărul Re trebuie corectate cu factori care țin cont de influența variației temperaturii.

$$Re = \frac{w \cdot d_p \cdot \rho_f}{\eta_f} \qquad (1.127)$$

în care w este viteza relativă a corpului față de fluid, m/s ; ρ_f - densitatea fluidului, Kg/m^3 ;

η_f - viscozitatea dinamică a fluidului, $N.s/m^2$;

d_p - diametrul corpului sau al particulei, m ; pentru particule a căror formă se abate de la forma sferică se folosește așa-numitul diametru mediu de volum d_v , care este diametrul unei sfere al cărei volum este egal cu volumul particulei V_p :

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{6}{\pi} \cdot V_p} = 1,25\sqrt[3]{V_p} \qquad (1.128)$$

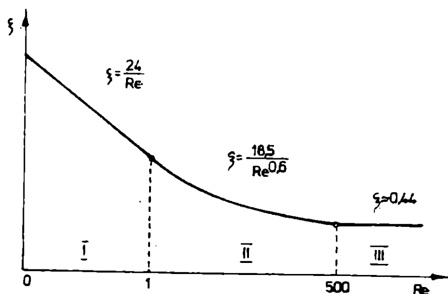


Fig. 1.29.

Dependența coeficientului de rezistență de numărul Reynolds.

In ecuaţia (2.71) q reprezintă solicitarea termică a peretelui definită ca fiind cantitatea de căldură ce se transmite în unitatea de suprafaţă de schimb de căldură.

Intr-un lichid încălzit se observă următoarele fenomene cînd temperatura suprafeţei încălzite creşte progresiv. Atîta timp cît temperatura suprafeţei încălzite, t_p este mai mică decît temperatura de fierbere a lichidului t_f, lichidul se încălzeşte şi se evaporă fără să fiarbă. Cînd temperatura suprafeţei încălzitoare t_p este mai mare decît temperatura de fierbere, t_f, lichidul începe să fiarbă, intensitatea fierberii fiind cu atît mai mare cu cît $\Delta t = t_p - t_f$ este mai mare.

Intensitatea fierberii creşte pînă la atingerea unui maxim cînd între suprafaţa încălzită şi lichid apare un film de vapori, ca rezultat al unirii bulelor de vapori ce se formează într-un număr foarte mare pe suprafaţa încălzită. Acest film de vapori are conductivitatea termică relativ mică, fapt care determină scăderea intensităţii fierberii. Dacă temperatura suprafeţei încălzite continuă să crească, grosimea filmului de vapori creşte şi intensitatea fierberii scade foarte mult, deoarece lichidul este încălzit prin intermediul stratului de vapori. Se poate vorbi, aşadar, de o situaţie critică la care valoarea lui α este maximă, notată cu α_c. În această situaţie $q = q_c$ şi $\Delta t = \Delta t_c$, aşa cum se poate observa şi în fig. (2.11).

Pentru valori ale lui $\Delta t < \Delta t_c$, între perete şi lichid, bulele formate sînt dispersate în lichid fără a forma un film continuu şi fierberea se numeşte <u>cu bule</u>. Pentru $\Delta t > \Delta t_c$, α scade datorită formării filmului de vapori prin unirea bulelor. Aceasta este fierberea în film (peliculară).

<u>Factorii care influenţează fierberea</u>. Cei mai importanţi factori care influenţează intensitatea fierberii sînt :

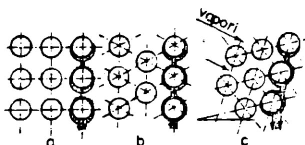


Fig. 2.14.

Aranjamente ale fasciculului de țevi orizontale : a-țevi nedecalate ; b-țevi decalate ; c-țevi dispuse după Ginabert.

Valoarea lui α în acest caz este mai mare și datorită faptului că vaporii pătrund între țevi pe direcția în care grosimea filmului este minimă.

Factorii care influențează coeficientul individual de transfer de căldură la vaporii în condensare

1. Viteza, direcția și turbulența curentului de vapori influențează mult valoarea coeficientului individual de transfer de căldură ; la viteze a vaporilor de peste 10 m/s, pelicula de condensat este antrenată în curgere cu o viteza mai mare și prin aceasta își micșorează grosimea și deci rezistența termică. Aceasta este valabil în cazul cînd vaporii și pelicula curg în același sens, altfel curgerea vaporilor frînează curgerea filmului de condensat, grosimea acestuia crește și deci crește și rezistența lui termică.

2. Starea suprafeței de condensare. Asperitățile, stratul de rugină sau alte depuneri măresc grosimea filmului și pot micșora valoarea lui α cu pînă la 30 %. Pe lîngă aceasta, depunerile constituie ele însele rezistențe termice importante care trebuie evitate.

3. Gazele necondensabile, în special aerul, care se află aproape totdeauna în vapori se acumulează în spațiul de circulație a vaporilor dacă nu sînt evacuate (continuu sau periodic). Prezența lor micșoreaza mult valoarea coeficientului individual de transfer de căldură, α.

curentului de difuzie N_a prin ambele faze :

$$N_{a[\ ]g} = k_g(C_{a[\ ]g} - C_{a[\ ]g.i}) \qquad (3.15)$$

$$N_{a[\ ]\ell} = k_\ell(C_{a[\ ]\ell.i} - C_{a[\ ]\ell}) \qquad (3.16)$$

In figura 3.1 este reprezentat modelul fizic al transferului componentului a din faza gazoasă în faza lichidă. Linia punctată i-i reprezintă limita de separare dintre cele două faze sau interfaţa.

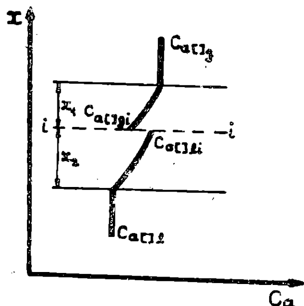


Fig. 3.1.

Variaţia concentraţiei componentului a în cele două faze.

Prin punerea în contact a celor două faze se presupune că de o parte şi de alta a interfeţei se formează cîte un strat limită în care este concentrată rezistenţa la transferul de masă şi, drept urmare, concentraţia componentului a variază numai în aceste straturi : în stratul limită gazos, de grosime x_1, concentraţia scade în urma transferului de la valoarea $C_{a[\ ]g}$, în volumul fazei gazoase, la valoarea $C_{a[\ ]g.i}$ la interfaţa de partea fazei gazoase ; în stratul limită de lichid, de grosime x_2, concentraţia componentului solubil a scade de la $C_{a[\ ]\ell.i}$, cît este la interfaţă, la valoarea $C_{a[\ ]\ell}$, cît este volumul lichidului. Variaţia concentraţiei în cele două straturi limită se produce ca urmare a transferului componentului a prin difuzie. Dacă se consideră regimul de transfer staţionar, atunci $N_{a[\ ]g} = N_{a[\ ]\ell} = N_a$ şi cele două ecuaţii de transfer (3.15) şi (3.16) se pot combina în vederea calculării fluxului de component a care se transferă dintr-o fază în alta. Pentru a le

Dacă numărul fazelor este $f=2$ (cazul frecvent în transferul de masă) şi, de exemplu, $n = 2$ atunci din relaţia (3.1) se obţine : $g = 2$. In concordanţă cu aceasta echilibrul sistemului este determinat de doi parametri care pot fi variaţi independent. Funcţia de stare a unui astfel de sistem va fi :

$$f(P, t, x, y) = 0 \qquad (3.2)$$

unde : P este presiunea totală în sistem ;

t - temperatura ;

x,y - concentraţia în fracţii molare a unuia din componenţi în cele două faze (prin x se va nota concentraţia în faza lichidă iar prin y în faza gazoasă sau în vapori).

Corelarea celor doi parametri independenţi pentru starea de echilibru se face sub forma unor relaţii analitice numite relaţii de echilibru sau sub forma unor construcţii grafice numite diagrame de echilibru. Exemple de astfel de diagrame pot fi :

- diagrama p-x, cînd t = const., numită izoterma de echilibru ;
- diagrama t-x cînd P = const., numită izobara de echilibru ;
- diagrama y-x, cînd t = const. ; P = const., numită diagrama compoziţiilor la echilibru.

Legea lui Henry. Se referă la echilibrul în sistemele ideale lichid - gaz. Sînt considerate ideale acele sisteme în care nu se manifestă interacţiuni între speciile moleculare ale sistemului. Se presupune existenţa a două faze, gazoasă şi lichidă, în care se află distribuiţi toţi componenţii (toate speciile moleculare) care alcătuiesc sistemul. Conform legii lui Henry presiunea de vapori a unui component i din faza lichidă este direct proporţională cu fracţia sa molară în lichid:

$$p_i = H x_i \qquad (3.3)$$

In această relaţie d este diametrul exterior al ţevii, iar celelalte mărimi au aceeaşi semnificaţie ca şi în relaţia (2.77).

O situaţie foarte des întîlnită în practica industrială este condensarea pe un fascicul de ţevi orizontale. Cînd sînt dispuse mai multe rînduri de ţevi pe aceeaşi verticală, coeficientul individual de transfer de căldură, α, scade, deoarece cu cît o ţeavă se găseşte pe un rînd mai inferior, cu atît stratul de condensat care curge de pe ţevile superioare este mai gros (şi deci rezistenţa termică este mai mare).

În acest caz se calculează un coeficient de transfer mediu :

$$\alpha_n = \alpha_c \cdot \sqrt[4]{n} \qquad (2.79)$$

în care α_c se referă la o singură ţeavă orizontală, iar n este numărul de ţevi situate pe aceeaşi verticală.

O altă metodă pentru determinarea coeficientului individual de transfer de căldură la condensarea pe ţevi orizontale, bazată pe rezultate experimentale, este folosirea diagramei din figura (2.13). In figura(2.14)sînt cîteva posibilităţi de dispunere a ţevilor într-un fascicul.

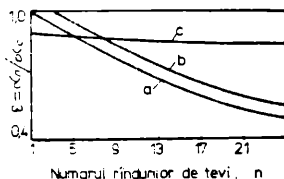


Fig. 2.13.

Coeficientul pentru : a.-ţevi dispuse nedecalat; b.-ţevi decalate; c.-ţevi dispuse după Ginabert.

Aşa cum se observă în fig. 2.13, cel mai avantajos este aranjamentul Ginabert, în care ţevile sînt astfel dispuse încît condensatul de pe ţevile superioare cade aproximativ tangenţial la ţeava inferioară şi prin urmare, ţeava inferioară este acoperită în cea mai mare parte numai de condensatul format chiar pe această ţeavă.

căldură, este variabilă de-a lungul suprafeţei de transfer de căldură. De exemplu la curgerea apei printr-o conductă încălzită din exterior, temperatura apei creşte de la o valoare pe care o are la intrarea în conductă, t_{2i}, la o valoare t_{2f}, la ieşirea din ţeavă (fig. 2.15).

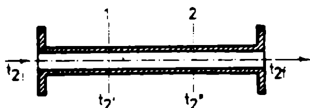


Fig. 2.15.
Variaţia temperaturilor la încălzirea apei într-o ţeavă în regim staţionar.

Regimul termic staţionar, trebuie înţeles în acelaşi sens în care a fost definit regimul staţionar în hidrodinamică, adică : $du/d\tau = 0$, unde u reprezintă o mărime fizică sau un parametru implicat în proces (ρ, c_p, η, λ, w, t ...). Prin urmare temperatura apei variază continuu de la intrarea la ieşirea din ţeavă, dar în condiţiile regimului staţionar într-o secţiune 1 sau 2 a ţevii, temperatura este constantă în timp, adică : $t_2' \neq t_2''$ dar $dt_2'/d\tau = 0$ şi $dt_2''/d\tau = 0$. Evident că ţeava poate fi încălzită în exterior cu un alt fluid mai cald. Dacă acesta din urmă nu îşi modifică starea de agregare, temperatura acestuia se va modifica şi ea de-a lungul suprafeţei de schimb de căldură (fig. 2.17).

Cu alte cuvinte în cazurile practice cele mai frecvente, forţa motoare a procesului de transfer de căldură nu mai rămîne constantă în lungul suprafeţei de transfer de căldură, şi în acest caz trebuie calculată o valoare medie a potenţialului transferului termic.

Stabilirea expresiei matematice pentru calculul forţei motoare medii, este legată de cunoaşterea modului de circulaţie a celor două fluide prin aparat.

picături în diferite puncte ale acesteia (condensare în picături).

Condensarea în picături se produce pe suprafețe impurificate cu substanțe care fac ca lichidul rezultat prin condensare să nu ude suprafața (uleiuri, grăsimi etc.).

Condensarea peliculară se realizează pe suprafețe curate și cînd condensatul provenit din vapori udă suprafața respectivă.

La viteze mari a vaporilor condensarea este totdeauna peliculară, deoarece picăturile formate sînt antrenate de curentul de vapori și se întind pe suprafață formînd o peliculă continuă.

Coeficientul individual de transmitere a căldurii de la vapori la suprafața mai rece este mai mare la condensarea în picături decît la cea peliculară, totuși în aparatele industriale condensarea este totdeauna peliculară, datorită vitezei mari a vaporilor, determinată de productivitatea mare a utilajului. Viteza mare a vaporilor prin aparatele industriale face ca grosimea filmului de condensat să scadă și prin aceasta scade și rezistența termică a filmului.

Ecuații de calcul a coeficientului individual de transfer de căldură la vapori în condensare

Pentru determinarea ecuațiilor de calcul ale coeficientului individual de transfer de căldură, Nusselt a pornit de la următorul model fizic :

Se consideră condensarea peliculară a vaporilor saturați pe o suprafață verticală. Pelicula de condens este un film descendent (gravitațional). Se consideră egalitatea fluxului de căldură transferat prin film cu fluxul de căldură latentă de condensare.

gazos, lichid sau chiar solid. El se exprimă în m^2/s, depinde de presiune, temperatură şi natura componenţilor. Coeficientul de difuziune moleculară se determină experimental sau se calculează cu relaţii semiempirice.

Difuziunea turbulentă

Un component se poate deplasa dintr-un punct în altul în interiorul unui amestec şi cu ajutorul turbioanelor sau vîrtejurilor care apar în mişcarea turbulentă. Deşi nu este un proces de difuziune propriu-zis, totuşi această deplasare, prin analogie cu difuziunea moleculară, s-a numit difuziune turbulentă. Debitul molar specific transferat prin difuziune turbulentă se exprimă tot prin legea lui Fick în care se utilizează, în locul coeficientului D_{ab} de difuziune moleculară, un coeficient D_t de difuziune turbulentă :

$$N_{at} = - D_t \frac{dC_a}{dx} + y_a(N_a + N_b) \qquad (3.11)$$

Debitul molar specific, transferat prin cele două mecanisme de difuziune se exprimă prin relaţia :

$$N_a = - D_e \frac{dC_a}{dx} + y_a(N_a + N_b) \qquad (3.12)$$

în care $D_e = D_{ab} + D_t$ se numeşte coeficient efectiv de difuziune.

Difuziunea convectivă

Acest caz reprezintă procesul complex în care migrarea, deplasarea, unui component în interiorul unui fluid se produce, pe lîngă difuziunea moleculară sau turbulentă, şi prin deplasarea cu viteze diferite în sensul curgerii a unor porţiuni macroscopice de fluid. Pe intervalul de timp cît două astfel de porţiuni rămîn în contact, se produce difuziunea moleculară. Trebuie subliniat că difuziunea convectivă este însoţită totdeauna

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t \qquad (2.53)$$

Acest criteriu devine important numai în cazul convecţiei libere, cînd mişcarea fluidului este determinată de diferenţa de densitate, cauzată la rîndul ei de o diferenţă de temperatură care apare în masa fluidului.

In concluzie funcţia criterială a proceselor de transfer termic va putea fi scrisă cel mai general sub forma :

$$f(Nu, Fo, Pr, Gr, Re, l_1/l_0, \ldots l_n/l_0) = 0 \qquad (2.54)$$

Pentru regimul staţionar funcţia criterială este de forma :

$$f(Nu, Pr, Gr, Re, l_1/l_0 \ldots l_n/l_0) = 0 \qquad (2.55)$$

Funcţia criterială se poate explicita în raport cu criteriul Nusselt, obţinîndu-se o dependenţă de celelalte criterii de forma generală :

$$Nu = C \cdot \xi_l \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot Gr^p \cdot (Pr/Pr_p)^q \qquad (2.56)$$

In ecuaţia (2.56), ξ_l înlocuieşte criteriile geometrice, fiind tabelat în literatură pentru diferite valori ale rapoartelor l_n/l_0. Raportul Pr/Pr_p caracterizează variaţia proprietăţilor fizice în stratul limită. Pr_p se calculează cu aceaşi relaţie ca şi Pr doar că proprietăţile fizice ale fluidului trebuie considerate la temperatura peretelui.

Ecuaţia (2.56) serveşte pentru calculul criteriului Nu, din care apoi se calculează coeficientul individual de transfer de căldură, α , folosit apoi în relaţia de calcul a coeficientului global de transfer termic, K.

Ecuaţia (2.56), valabilă pentru întreaga clasă de procese de transfer de căldură prin convecţie, are forme particulare pentru diferitele moduri de transmitere a căldurii prin convecţie. In literatura de specialitate clasa de procese termice este subîmpărţită după următoarea schemă :

3.1.1. Relaţii de echilibru în transferul de masă

Echilibrul de fază. Procesele de transfer de masă au loc după cum s-a menţionat în sistem polifazic. Acesta constituie un sistem închis şi izolat format din f faze şi n componente distribuite în toate cele f faze. Pentru tratarea echilibrului de fază se consideră că în sistem nu au loc transformări prin reacţie chimică. Intre faze pot avea loc transferuri de căldură de energie mecanică şi de masă sau de substanţă. Fazele constituiente ale sistemului sînt considerate aşadar, una în raport cu alta ca sisteme deschise. Dacă sistemul în ansamblu este în echilibru atunci transferurile între faze au un caracter reversibil (se realizează un echilibru dinamic). Pentru a fi îndeplinită această cerinţă se impun anumite condiţii parametrilor de stare ai fazelor coexistente, respectiv presiunii, temperaturii şi compoziţiei.

Numărul parametrilor independenţi (sau a gradelor de libertate) a căror valoare poate fi aleasă arbitrar pentru ca starea sistemului să fie determinată se află din regula fazelor dată de Willard Gibbs în 1876. Forma generală a regulii fazelor este :

$$f + g = n + 2 \qquad (3.1)$$

în care : f este numărul fazelor sistemului ;

n - numărul total al componenţilor ;

2 - numărul factorilor externi care pot acţiona asupra sistemului (presiunea şi temperatura);

g - numărul parametrilor independenţi sau numărul gradelor de libertate.

Coeficientul de proporţionalitate H din relaţia (3.3) poartă numele de constanta lui Henry şi depinde de natura componentului. La starea de echilibru între faze presiunea de vapori a componentului i devine egală cu presiunea parţială a aceluiaşi component în faza gazoasă. Aceasta din urmă poate fi exprimată prin una din legile lui Dalton sub forma :

$$p_i = P \cdot y_i \qquad (3.4)$$

unde P este presiunea totală în sistem, iar y_i - fracţia molară a componentului i în faza gazoasă.

Din combinarea legii Henry exprimată prin relaţia (3.3) cu relaţia (3.4) se obţine relaţia între concentraţiile componentului i în cele două faze la echilibru :

$$y_i = \frac{H}{P} x_i \qquad (3.5)$$

Legea lui Henry se aplică şi la sistemele reale pentru concentraţii mici a componenţilor dizolvaţi în lichid.

Legea lui Raoult. Se referă la echilibrul în sistemele ideale lichid - vapori. Conform acestei legi presiunea de vapori a unui component i din lichid este direct proporţională cu fracţia sa molară în lichid :

$$p_i = P_i \cdot x_i \qquad (3.6)$$

Coeficientul de proporţionalitate P_i reprezintă presiunea de vapori a componentului i pur, considerată la temperatura amestecului.

Dacă vaporii în echilibru cu faza lichidă pot fi asimilaţi cu un gaz perfect se poate combina relaţia (3.4) cu (3.6) şi se obţine :

$$y_i = \frac{P_i}{P} x_i \qquad (3.7)$$

care este relaţia între concentraţiile componentului i în faza vapori şi în faza lichidă, la echilibru.

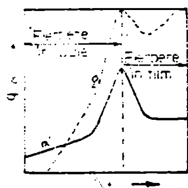


Fig. 2.11.
Variația lui α și q în funcție de Δt la fierberea lichidelor.

a) Natura lichidului influențează, prin proprietățile sale, coeficientul individual de transfer de căldură la fierbere, α. In general pentru fierberea lichidelor organice și pentru soluțiile apoase de săruri

$\alpha < \alpha_{apă}$.

b) Natura, rugozitatea și starea de curățenie a suprafeței de încălzire influențează, de asemenea, coeficientul individual de transfer de căldură, α. Crustele (depuneri de reziduuri solide de săruri insolubile, rugină etc.), filmele de grăsimi și uleiuri scad foarte mult valoarea lui α. Pentru a diminua depunerile se evită impurificarea lichidelor în fierbere sau se introduc dispozitive de agitare care, pe lîngă faptul că distrug filmul de vapori, care se poate forma între masa de lichid și perete, mențin în suspensie substanțele solide insolubile, împiedicînd astfel depunerea lor pe pereții vasului în care are loc fierberea lichidului.

c) Presiunea influențează asupra lui α în sensul că valoarea acestuia scade în general cu creșterea presiunii. Dar odată cu creșterea presiunii crește și temperatura de fierbere și prin aceasta crește viteza unor transformări calitative ale substanțelor supuse fierberii; (fierberea alimentelor, de exemplu, se face mai repede în vase acoperite).

In general, ecuațiile criteriale, care descriu fierberea, au forme diferite, funcție de domeniul de solicitare termică, în care are loc fierberea, funcție de presiune etc.

2.2.2.3. Similitudine termică. Ecuații criteriale pentru calculul coeficienților individuali de transfer termic

Calculul coeficientului global de transfer de căldură implica cunoașterea coeficienților individuali de transfer α_1 și α_2. Determinarea acestora este partea cea mai dificilă din teoria procesului de transfer de căldură. Dificultatea constă în stabilirea unor relații care să țină seama de multitudinea factorilor de care depind aceștia.

Prin metodele matematice obișnuite nu s-a ajuns, pînă în prezent, la relații analitice generale cu care să se poată calcula coeficienții individuali de transfer de căldură într-un caz dat. Pe de altă parte nu este posibil nici să se recurgă la determinări experimentale pentru fiecare caz în parte.

Singura soluție este găsirea unor metode de corelare cu ajutorul cărora să se generalizeze rezultatele experimentale. Teoria similitudinii și analiza dimensională constituie astfel de metode. In cele ce urmează ne vom referi la metoda similitudinii care se va aplica transferului de căldură în aceeași manieră în care s-a aplicat la curgerea fluidelor.

Sistemul de ecuații diferențiale care descrie matematic procesul de transfer de căldură prin convecție și conductivitate este format din :

1) Ecuația diferențială a distribuției temperaturilor în fluide în mișcare (Ecuația Fourier - Kirchhoff) ;

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \cdot \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial t}{\partial z} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (2.41)$$

C_1, C_2 - constante ; $C_1 = 3,68.10^{-16}$ W/m^2 ;
$C_2 = 1,44.10^{-2}$ m.^oK.

Reprezentînd grafic dependența $E_{o\lambda} - \lambda$ (fig. 2.23), pentru diferite temperaturi, se observă că intensitatea de radiație a corpului absolut negru crește cu λ, atinge un maxim și apoi scade tinzînd asimptotic la zero pentru $\lambda \longrightarrow \infty$

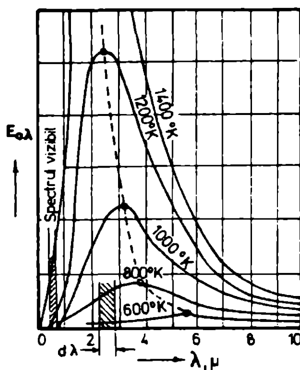


Fig. 2.23.

Distribuția energiei radiante funcție de lungimea de undă și de temperatură.

Se observă, de asemenea, că odată cu creșterea temperaturii corpului, maximul intensității de radiație se deplasează spre valori mai mari de lungimi de undă.

2) Legea lui Wien

Se formulează astfel :

locul geometric al punctelor de maxim a intensității de radiație este o curbă (linia punctată în fig. 2.23) care satisface ecuația :

$$\lambda_{max} \cdot T = 2,9 \cdot 10^{-3} \quad m.^oK \qquad (2.101)$$

3) Legea Stefan - Boltzmann

Stefan și Boltzmann au rezolvat integrala din relația (2.99) folosind forma funcției $E_{o\lambda}$, propusă de Planck (relația (2.100) :

$$E_o = \int_0^{\infty} E_{o\lambda}\, d\lambda = \int_0^{\infty} \frac{C_1 \cdot \lambda^{-5} \cdot d\lambda}{e^{C_2/\lambda \cdot T}} = K_o T^4 \qquad (2.102)$$

2.2.2.6. Transferul de căldură la contactul direct între fluide

In practică sînt cazuri cînd fluidele, avînd temperaturi diferite, sînt puse în contact direct şi prin urmare se realizează un transfer de căldură între ele. Acest transfer este condiţionat în primul rînd de intensitatea de amestecare a celor două fluide. Datorită complexităţii procesului de transfer, în acest caz, nu există relaţii de calcul pentru coeficientul individual de transfer de căldură, stabilite pe considerente teoretice. Relaţiile întîlnite în literatură sînt stabilite experimental şi prin urmare au o valabilitate limitată.

2.2.2.7. Forţa motoare medie a transferului de căldură în regim staţionar

La stabilirea ecuaţiei de calcul a debitului de căldură transferat de la fluidul mai cald (1) la fluidul mai rece (2), prin intermediul unor pereţi plani sau cilindrici, temperaturile celor două fluide (t_1 şi t_2) au fost considerate constante în lungul suprafeţei de transfer. Aceasta înseamnă că forţa motoare a procesului era considerată constantă.

In cazurile practice această situaţie este întîlnită mai rar, de exemplu la fierberea unui lichid cu ajutorul căldurii cedate de vapori saturaţi în condensare (situaţie întîlnită la evaporare, la fierbătoarele din blazul coloanelor de distilare etc.). De regulă, cel puţin temperatura unuia din fluidele care circulă prin utilajul în care are loc schimbul de

Pentru sistemele reale care se abat mult de la idealitate în relaţia (3.6) presiunea de vapori p_i se calculează ţinînd cont de coeficientul de activitate γ :

$$p_i = P_i \cdot \gamma_i \cdot x_i \qquad (3.8)$$

Legea lui Raoult are aplicaţii pentru calculul echilibrului în procesul de distilare.

3.2. MECANISMUL PROCESELOR DE TRANSFER DE MASA. DIFUZIUNEA

Difuziunea este fenomenul de interpătrundere, de migrare a moleculelor. Dacă fenomenul de interpătrundere este datorat agitaţiei termice a moleculelor, difuziunea se numeşte moleculară ; dacă interpătrunderea este datorată deplasării porţiunilor macroscopice (sau curenţilor) de fluid, difuziunea se numeşte convectivă.

Difuziunea moleculară

Se consideră un gaz oarecare constituit dintr-o singură specie de molecule. Acestea se află într-o continuă mişcare după direcţii şi cu viteze diferite şi, drept urmare, se ciocnesc unele de altele. Efectul numărului mare de ciocniri între molecule nu este atît deplasarea acestora după o direcţie anumită cît, mai ales modificarea continuă a poziţiei lor. Prin aceasta se explică amestecarea continuă dar lentă a moleculelor gazului Dacă însă, în cazul considerat, într-un punct în interiorul gazului temperatura, presiunea sau concentraţia (numărul de molecule pe unitatea de volum) este mai mare poate apărea, ca urmare a mişcării moleculare descrise, un transfer rezultant.

te, Q_D, difuzează (trece prin corp) ; aşa cum este cazul prezentat schematic în figura 2.21 şi deci :

$$Q_o = Q_A + Q_R + Q_D \qquad (2.94)$$

In figura 2.21, n este normala la suprafaţa corpului.

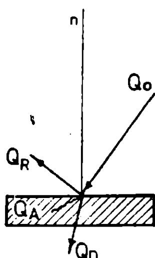


Fig. 2.21.

Caldura absorbită, reflectată şi difuzată de un corp.

Impărţind ecuaţia (2.94) prin Q_o se obţine :

$$\frac{Q_A}{Q_o} + \frac{Q_R}{Q_o} + \frac{Q_D}{Q_o} = 1 \qquad (2.95)$$

Raportul $Q_A/Q_o = A$, reprezintă puterea de absorbţie a corpului, raportul $Q_R/Q_o = R$, reprezintă puterea de reflexie a corpului iar raportul $Q_D/Q_o = D$ este puterea de penetraţie a corpului. Cu aceste notaţii se poate scrie :

$$A + R + D = 1 \qquad (2.96)$$

Dupa valorile mărimilor A, R şi D, corpurile se împart în :

1. corpuri absolut negre : $A = 1$; $R = D = 0$;
2. corpuri absolut albe : $R = 1$; $A = D = 0$;
3. corpuri absolut penetrante (transparente) $D = 1$; $A = R = 0$;
4. corpuri cenuşii (reale).

Cu precizările de mai sus, se poate defini puterea efectivă de emisie E_{ef} şi anume, dacă se consideră două corpuri cu temperaturile T_1 şi T_2 ($T_1 > T_2$), corpul (1) are puterea de emisie proprie, E_1 pe care o emite constant spre corpul (2); la rîndul lui corpul (2), emite constant spre corpul (1) energia E_2, din care o parte (E_2A_1) este absorbită de corpul (1) iar cealaltă parte $E_2(1-A_1)$ este reflectată înapoi spre corpul (2)

şi ţinînd cont de relaţia (2.105) rezultă că :

$$A_1 = \frac{C_1}{C_o} = \varepsilon_1$$

sau prin generalizare :

$$A = \varepsilon \qquad (2.107)$$

Cu alte cuvinte puterea de absorbţie a unui corp este egală ca valoare cu gradul său de negru.

5) <u>Legea lui Lambert.</u> Prin aplicarea acestei legi se determină valoarea energiei radiante emise de o suprafaţă după o direcţie dată şi raportul dintre energia radiata după normală şi radiaţia totală a suprafeţei. Pentru formularea acestei legi se consideră un element de suprafaţa, dA, din suprafaţa corpului mai cald şi un element dA_2, din suprafaţa corpului mai rece, care face parte dintr-o suprafaţa sferică cu centrul în centrul suprafeţei A_1 (fig. 2.24).

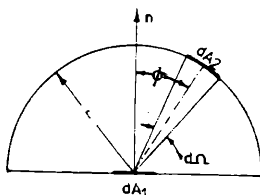


Fig. 2.24.
Modelul fizic pentru prezentarea legii lui Lambert.

Căldura transmisă prin radiaţie de la dA, la dA_2 este dată de ecuaţia :

$$dQ_\phi = dQ_n . d\Omega . \cos\phi \qquad (2.108)$$

Ecuaţia (2.108) este formularea matematică a legii lui Lambert care se enunţă astfel: căldura radiată de un element de suprafaţă dA_1 către un element de suprafaţă dA_2 este egală cu căldura dQ_n, radiată după normala la elementul radiant (dA_1), înmulţită cu unghiul solid, $d\Omega$, şi cu cosinusul unghiului plan ϕ , dintre normală şi linia care uneşte centrele suprafeţelor dA_1 şi dA_2.

Integrarea ecuaţiei diferenţiale (2.108) conduce la soluţia:

Acest transfer se realizează spontan de la punctele în care concentrația este mai mare în punctele cu concentrație mai mică și continuă pînă la egalizarea concentrației în întreg volumul de gaz. Transferul spontan se produce, după cum s-a menționat, și datorită diferenței de presiune sau de temperatură dar în continuare va fi luat în considerare numai transferul cauzat de o diferență de concentrație.

Transferul de masă sau de substanță se produce prin difuziune moleculară chiar dacă gazul este constituit din specii moleculare diferite.

3.3. LEGEA LUI FICK. COEFICIENTUL DE DIFUZIUNE

Legea lui Fick definește viteza cu care se face transferul de substanță prin difuzie moleculară într-o singură fază și a fost stabilită prin următorul raționament empiric :
Dacă două gaze, unul format din specia moleculară a și celălalt din specia moleculară b, sînt puse în contact ele formează un amestec (o soluție gazoasă) prin difuzia reciprocă a celor două specii moleculare. Variația concentrației componentului a pe distanța x în direcția în care se face transferul componentului a este dată de urmatoarea relație :

$$-\frac{dC_a}{dx} = \beta \cdot C_a \cdot C_b(U_a - U_b) \qquad (3.9)$$

în care : C_a și C_b reprezintă concentrațiile componenților a și b în soluția gazoasă, moli/m^3 ;

β - un coeficient caracteristic sistemului ;

x - distanța pe care se produce transferul componentului a , m ;

exprimat în sistemul internațional în : $[\alpha]_{SI}$ = W/m^2.grad.

Coeficientul individual este o funcție complexă de factorii menționați anterior :

$$\alpha = f(C_p, \rho, \lambda, \eta, w, \ell_o, \ell_1)$$

în care C_p este căldura specifică a fluidului, ρ este densitatea fluidului, λ este conductivitatea termică a fluidului, η este viscozitatea dinamică a fluidului, w este viteza fluidului, iar ℓ_o, ℓ_1 sînt mărimi geometrice caracterizînd geometria curgerii.

Ecuația procesului global de transmitere a căldurii de la fluidul mai cald (1),prin intermediul peretelui solid, la fluidul mai rece (2) se obține pornind de la condiția ca în regim staționar debitul de căldură transmis de la fluidul cald la peretele despărțitor, prin convecție, este egal cu debitul de căldură care se transmite prin peretele solid prin conductivitate și egal cu debitul de căldură care se transmite de la perete la fluidul mai rece, prin convecție. Dacă temperatura fluidelor rămîne constantă de o parte și de alta a peretelui despărțitor se poate scrie pentru :

- Căldura transmisă, prin convecție, de la primul fluid la perete :

$$Q = \alpha_1 A (t_1 - tp_1) \qquad (2.31)$$

- Căldura transmisă, prin conductivitate, prin peretele despărțitor :

$$Q = \frac{A(tp_1 - tp_2)}{\frac{\delta}{\lambda}} \qquad (2.32)$$

- Căldura transmisă, prin convecție, de la perete la al doilea fluid.

$$Q = \alpha_2 . A(tp2 - t2) \qquad (2.33)$$

Ecuaţia (2.102) este cunoscută sub numele de legea lui Stefan - Boltzmann, după care:puterea de emisie a corpului absolut negru depinde numai de temperatură, fiind proporţională cu puterea a patra a temperaturii absolute. In relaţia (2.102), K_o este constanta de radiaţie a corpului absolut negru şi are valoarea : $K_o = 5,72 \cdot 10^{-8}\ W/m^2(^oK)^4$.

Ecuaţia (2.102) poate fi retranscrisă în forma :

$$E_o = C_o \left(\frac{T}{100} \right)^4 \qquad (2.103)$$

în care C_o se numeşte coeficientul de radiaţie a corpului absolut negru şi are valoarea : $C_o = 5,72\ W/m^2(^oK)^4$.

Relaţia (2.103) a fost extinsă de Stefan şi pentru corpurile cenuşii (reale) :

$$E = C\left(\frac{T}{100} \right)^4 \qquad (2.104)$$

în care C reprezintă coeficientul de radiaţie a corpului cenuşiu. Din raportul relaţiilor (2.104) şi (2.103) se obţine:

$$\frac{E}{E_o} = \frac{C}{C_o} = \varepsilon \qquad (2.105)$$

în care ε defineşte gradul de negru al corpului. Valorile gradului de negru ε sînt cuprinse între 0 şi 1.

4) <u>Legea lui Kirchhoff</u>, stabileşte legătura între puterea de emisie şi puterea de absorbţie a unui corp. Conform acestei legi raportul între puterea de emisie şi puterea de absorbţie a unui corp este constant şi egal (pentru toate corpurile) cu puterea de emisie a corpului absolut negru :

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_o}{A_o} = E_o \text{ (pentru corpul absolut negru } A_o = 1) \qquad (2.106)$$

Aplicînd regula proporţiilor în relaţia (2.106) se obţine :

$$\frac{E_1}{E_o} = \frac{A_1}{A_o}$$

$$Nu = 0{,}018 \cdot \varepsilon_{\ell} \cdot Re^{0,8} \qquad (2.62)$$

f) Transmiterea căldurii prin convecţie la curgerea fluidului perpendicular pe un fascicul de ţevi.

Criteriul Nusselt pentru transferul de căldură la curgerea fluidului perpendicular pe un fascicul de ţevi aşezate nedecalat, pentru rîndul al treilea şi următoarele, este dat de relaţia :

$$Nu = 0{,}23 \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Pr/Pr_p)^{0,25} \qquad (2.63)$$

La curgerea perpendiculară pe un fascicul de ţevi aşezate decalat, pentru rîndul al treilea şi următoarele, ecuaţia de calcul a lui Nusselt are forma :

$$Nu = 0{,}41 \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Pr/Pr_p)^{0,25} \qquad (2.64)$$

In relaţiile (2.63) şi (2.64), ca dimensiune geometrică determinantă se ia diametrul exterior al ţevilor ; viteza fluidului,

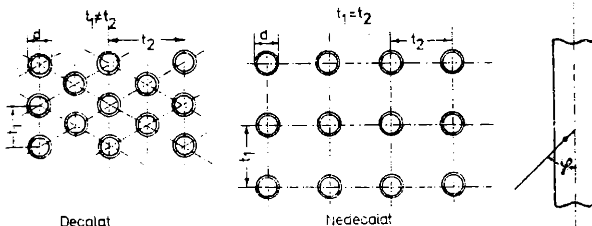


Fig. 2.9.

Dispunerea ţevilor într-un fascicul.

necesară în criteriul Reynolds, se calculează pentru secţiunea cea mai îngustă a fasciculului. φ este unghiul de atac, iar ε_{φ} este un parametru care arată influenţa unghiului de atac, valorile lui fiind tabelate funcţie de φ. Fig. 2.9. prezintă modul de dispunere a ţevilor într-un fascicul cu ţevi aşezate decalat

2.2.2.5. Transferul de căldură prin convecţie cu schimbarea stării de agregare

2.2.2.5.1. Fierberea lichidelor

Cînd procesul de transmitere a căldurii este însoţit de schimbarea stării de agregare a fluidului, stabilirea relaţiilor de calcul pentru coeficientul individual de transfer de căldură, α este mult mai dificilă. Un lichid monocomponent (format dintr-o singură substanţă) fierbe teoretic la o temperatură constantă, t_s, numită temperatură de saturaţie, determinată de natura substanţei şi presiunea la care are loc fierberea. Experimental s-a dovedit însă că temperatura reală de fierbere, t_f, este ceva mai mare decît temperatura de saturaţie şi diferenţa dintre ele depinde de condiţiile în care se face fierberea; pentru apă $(t_f - t_s) = 0,6^o - 0,8^oC$.

Cînd grosimea stratului de lichid în fierbere nu este prea mare, temperatura t_f se menţine constantă în cea mai mare parte a volumului de lichid şi creşte repede în stratul din vecinătatea suprafeţei de încălzire (fig. 2.10).

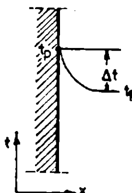


Fig. 2.10.
Variaţia temperaturii în vecinătatea suprafeţei de încălzire.

Coeficientul parţial de transmitere a căldurii de la perete la lichidul în fierbere, este definit tot cu ajutorul ecuaţiei lui Newton :

$$Q = \alpha \cdot A(t_p - t_f) = \alpha A \cdot \Delta t \qquad (2.70)$$

care explicitată în raport cu devine:

$$\alpha = \frac{Q}{A(t_{p_1} - t_f)} = \frac{Q}{\Delta t} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot grad.}\right] \qquad (2.71)$$

U_a, U_b - vitezele lineare de deplasare a moleculelor de a și b, m/s.

Pentru modificarea relației (3.9) se fac următoarele observații :

a) concentrația totală C, a soluției gazoase rămîne constantă respectiv : $C = C_a + C_b$;

b) produsul între concentrația totală C și fracția molară a componentului a este egal cu concentrația C_a : $C \cdot y_a = C_a$. Similar : $C \cdot y_b = C_b$ sau $C \cdot (1-y_a) = C_b$. De asemenea rezultă că $C \cdot dy_a = dC_a$;

c) produsul $C_a \cdot U_a = N_a$ și $C_b \cdot U_b = N_b$, unde N_a și N_b reprezintă debitele molare de component a și b raportate la unitatea de suprafață pe care se face transferul.

Pe baza observațiilor a, b și c relația (3.9) se modifică astfel :

$$-\frac{dC_a}{dx} = \beta\left[C_b \cdot N_a - C_a \cdot N_b\right] = \beta \cdot \left[C(1-y_a) \cdot N_a - C \cdot y_a \cdot N_b\right] =$$
$$= \beta \cdot C\left[N_a - y_a(N_a + N_b)\right]$$

Din ultima egalitate rezultă :

$$N_a = -\frac{1}{\beta \cdot C} \cdot \frac{dC_a}{dx} + y_a(N_a + N_b)$$

sau, notînd : $(1/\beta \cdot C) = D_{ab}$, :

$$N_a = -D_{ab} \cdot \frac{dC_a}{dx} + y_a(N_a + N_b) \qquad (3.10)$$

Ecuația (3.10) poartă numele de legea a I-a a lui Fick. Semnul (-) arată că transferul spontan prin difuziune moleculară se realizează în sensul scăderii concentrației. Raportul dCa / dx reprezintă gradientul de concentrație a componentului a. D_{ab} poartă denumirea de coeficient de difuziune a componentului a în b. Cu sens fizic, coeficientul de difuziune moleculară exprimă capacitatea de migrare a unui component într-un mediu

2) Ecuația transmiterii căldurii prin conductivitate termică (Legea Fourier)

$$dQ = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dt}{dx} \qquad (2.42)$$

3) Ecuația transmiterii căldurii prin convecție (Ecuația lui Newton)

$$dQ = \alpha \cdot A \cdot \Delta t \qquad (2.43)$$

Acestor ecuații diferențiale li se mai adaugă ecuațiile diferențiale care descriu curgerea fluidului. Curgerea fluidelor este un factor important care influențează transferul de căldură, fapt evidențiat de aceea că în funcțiile criteriale ale transferului de căldură sînt prezente și criterii hidrodinamice (dintre care criteriul Reynolds este determinant).

Din ecuațiile (2.42) și (2.43), aplicînd metoda similitudinii, se obține un criteriu important al transferului de căldură, și anume criteriul Nusselt.

$$\lambda \frac{\Delta t}{\Delta \ell} = \alpha \cdot \Delta t \quad \text{sau} \quad a_\lambda \frac{a_t}{a_\ell} \Longrightarrow \frac{\alpha \ell}{\lambda} = \text{idem} = Nu \quad (2.44)$$

în care : α este coeficientul individual de transfer termic, λ este conductivitatea termică a fluidului iar ℓ este dimensiunea geometrică determinantă pentru transferul de căldură.

Pentru interpretarea semnificației fizice a criteriului Nusselt ecuația (2.44) se transcrie în forma :

$$Nu = \frac{\alpha . A . \Delta t}{\frac{\lambda}{\ell} A . \Delta t} \qquad (2.44.a)$$

Din relația (2.44.a) se observă că acest criteriu exprimă raportul dintre cantitatea de căldură transmisă real prin convecție și cantitatea de căldură care s-ar transmite numai prin conductivitate termică.

Deoarece criteriul Nusselt conține pe α, el este un

$$Q = K\ A \cdot \Delta t_m \qquad (2.91)$$

b) Circulaţia fluidelor în contracurent

La circulaţia în contracurent un fluid intră în aparat pe la un capăt iar celălalt fluid pe la capătul opus (fig. 2.17).

In această situaţie forţa motoare medie se calculează tot cu media logaritmică a diferenţei dintre temperaturile celor două fluide la capetele aparatului, ţinînd însă cont că în acest caz :

$\Delta t_i = t_{1i} - t_{2f}$ iar

$\Delta t_f = t_{1f} - t_{2i}$ (fig.2.18).

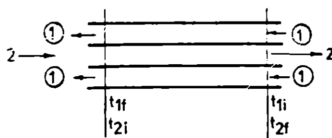


Fig. 2.17.
Circulaţia fluidelor în contracurent.

c) In cazul curentului mixt şi încrucişat, prezentate în fig. (2.19), forţa motoare medie se calculează cu aceeaşi relaţie cu care se calculează pentru contracurent care se corectează cu un factor de corecţie f (dat în literatură sub formă de tabele sau diagrame)

$$\Delta t_m = \Delta t_{m_c} \cdot f \qquad (2.92)$$

d) În practică sînt frecvente cazurile cînd temperatura unuia dintre fluide rămîne constantă pe suprafaţa de transfer de căldură (de exemplu încălzirea unui lichid cu vapori care condensează sau răcirea unui fluid cu un gaz lichefiat care se evaporă). Variaţia temperaturii celor două

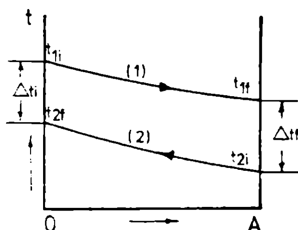


Fig. 2.18
Variaţia temperaturilor pe suprafaţa de transfer la circulaţia în contracurent a fluidelor.

$$Q_n = \frac{Q_\Phi}{\pi} \qquad (2.109)$$

deci cantitatea de căldură emisă prin radiație după direcția normală la suprafața radiantă este de π ori mai mică decît cantitatea de căldură emisă prin radiație de toată suprafața.

2.2.3.3. Căldura transferată între corpuri prin radiație. Coeficientul individual de transmitere a căldurii prin radiație

Pe baza relației de definiție a puterii de emisie ($E = Q/A\tau$) și a relației lui Stefan (ec. 2.104) se poate scrie, pentru două corpuri de temperatură T_1 și T_2, ($T_1 > T_2$) care radiază căldură :

$$Q_1 = C_1\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 \cdot A_1 \qquad (2.110)$$

$$Q_2 = C_2\left(\frac{T_2}{100}\right) \cdot A_2 \qquad (2.111)$$

în care Q_1 este fluxul de căldură radiată de corpul (1) cu suprafața A_1, iar Q_2 este fluxul de căldură radiată de corpul (2) cu suprafața A_2; C_1 și C_2 sînt coeficienții de radiație exprimați în $W/m^2(^\circ K)^4$.

Dacă cele două corpuri nu sînt prea depărtate atunci radiațiile emise de corpul (1) întîlnesc corpul (2) și invers. Dacă suprafața pe care se produce incidența radiațiilor se notează cu A, se va putea scrie pentru fluxul de căldură rezultant între cele două corpuri, relația :

$$Q = Q_1 - Q_2 = A\left[C_1\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - C_2\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \qquad (2.112)$$

Deoarece în relația (2.112) suprafața de incidență, A, apare ca un parametru nedeterminat, aplicînd legea lui Lambert

corespunzătoare unor benzi de lungime de undă (spectru) caracteristice fiecărui gaz. Totodată la gaze radiaţia sau absorbţia energiei se face în volum. Dintre gazele cu importanţă tehnică, vaporii de apă, CO_2, NH_3, SO_2, HCl, vaporii de alcool, hidrocarburile, absorb şi emit radiaţii calorice în benzi caracteristice. He, H_2, O_2, N_2 etc., nu prezintă benzi importante de absorbţie în infraroşu.

Capitolul 3. TRANSFER DE MASA

3.1. NOTIUNI FUNDAMENTALE

Procesele de transfer de masă se caracterizează prin transport de substanţă. Acest transport se realizează de obicei dintr-o fază în alta, de aceea pentru procesele de transfer de masă este caracteristică prezenţa a cel puţin două faze.

Forţa motoare a proceselor de transfer de masă se consideră diferenţa de concentraţie, calculată pentru o concentraţie dată şi concentraţia de echilibru.

Echilibrul sistemului polifazic este starea limită spre care evoluează acesta. La starea de echilibru există o egalitate a potenţialelor componenţilor distribuite între faze şi nu o egalitate a concentraţiilor. In cazul particular cînd concentraţiile sînt exprimate prin presiuni parţiale se poate vorbi de o egalitate a acestora la starea de echilibru.

2.2.2.4. Transferul de căldură prin convecție fără schimbarea stării de agregare

2.2.2.4.1. Convecția forțată

Pentru obținerea unor valori mari ale coeficienților individuali de transfer de căldură deplasarea fluidelor prin utilajele cu transfer se face forțat (pompare, agitare, comprimare etc.).

În cele ce urmează sînt prezentate cele mai importante situații întîlnite în calcule practice.

a) Transmiterea căldurii la curgerea puternic turbulentă prin țevi drepte (Re > 10.000).

În acest caz formula de calcul a criteriului Nusselt este dată de relația :

$$Nu = 0{,}021 \cdot \varepsilon_{\ell} \cdot Re^{0,8}\, Pr^{0,43}\, (Pr/Pr_p)^{0,25} \quad (2.57)$$

Dimensiunea geometrică determinantă, necesară calculării criteriilor Nu și Re este diametrul echivalent ($\ell = d_{ech.}$) al secțiunii de curgere. Mărimile fizice ce apar în criteriile Re și Pr se iau la temperatura medie a fluidului. Pentru calculul criteriului Pr_p, proprietățile fizice sînt considerate la temperatura peretelui în contact cu fluidul. Parametrul ε_{ℓ} este funcție de raportul dintre lungimea țevii și diametrul echivalent și pentru $L/d_{ech.} \geq 50$, $\varepsilon_{\ell} = 1$

b) Transmiterea căldurii prin convecție forțată în regim laminar (Re < 2300), în conducte drepte.

Pentru calculul criteriului Nusselt, în această situație, M.A. Miheev recomandă următoarea formulă aproximativă (pentru

Prin integrarea ecuației transferului de impuls, adoptată pentru modelul curgerii în film subțire se obține distribuția vitezelor și viteza medie în film. Datele hidrodinamice corelate cu transferul de căldură în film l-au condus, în final, pe Nusselt la următoarea relație de calcul pentru α:

$$\alpha = 1{,}15\sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\eta \cdot H \cdot \Delta t}} \quad W/m^2.grad \qquad (2.77)$$

Mărimile fizice din relația (2.77) au următoarea semnificație :

λ - coeficientul de conductivitate termică a condensatului ;

ρ - densitatea condensatului ;

η - vîscozitatea dinamică a condensatului ;

r - căldura latentă de condensare a vaporilor ;

H - înă[illegible]mea peretelui (țevii) pe care se face condensarea;

Δt - $t_v - t_p$, °C (vezi fig. 2.12) ;

g - constanta accelerației universale.

In relația [illegible]77) mărimile : λ, ρ și η se consideră la temperatura medie în pelicula de condensat, definită astfel:

$$t_{m.pel.} = \frac{t_v + t_p}{2}$$

Căldura latenta de condensare, r, se ia la temperatura de condensare a vaporilor, t_v.

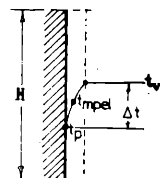


Fig.2.12

Variația temperaturii în filmul de condensat.

La condensarea peliculară a vaporilor pe o țeavă orizontală calculul coeficientului individual de transfer de căldură se face cu relația :

$$\alpha = 0{,}72\sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{d \cdot \eta \cdot \Delta t}} \quad W/m^2 grad \qquad (2.78)$$

Coeficientul individual de transmitere a căldurii prin radiație

Deoarece în cazul schimbului de căldură între gaze sau vapori și un perete solid are o pondere importanta atît radiația cît și convecția s-a introdus și pentru radiație, în analogie cu convecția un coeficient individual de transfer de căldură prin radiație, α_r.

Pentru schimbul de caldură prin radiație între un perete solid și un fluid (gaz sau vapori)ecuația (2.113) se scrie în forma :

$$Q_r = C_{p,f} \cdot A_p \cdot \left[\left(\frac{T_p}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_f}{100}\right)^4 \right] \cdot \phi \qquad (2.117)$$

sau printr-un artificiu matematic (înmulțirea și împărțirea ecuației 2.116, prin $(t_p - t_f)$:

$$Q_r = \frac{C_{p,f} \left[\left(\frac{T_p}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_f}{100}\right)^4 \right] \phi}{t_p - t_f} \cdot A_p (t_p - t_f) \qquad (2.118)$$

Fracția din membrul drept a ecuației (2.118) se noteaza cu α_r și se obține :

$$Q_r = \alpha_r \cdot A_p (t_p - t_f) \qquad (2.119)$$

care este o relație asemănatoare cu cea întîlnita la transferul de căldură prin convecție.

Pentru transferul de caldură simultan prin convecție și radiație se poate scrie :

$$Q = Q_r + Q_c = (\alpha_r + \alpha_c) A_p (t_p - t_f)$$

sau notînd cu $\alpha = \alpha_r + \alpha_c$:

$$Q = \alpha \cdot A_p (t_p - t_f) \qquad (2.120)$$

în care α este coeficientul individual de transfer termic prin radiație și convedție.

Transmiterea simultană a căldurii prin radiație și convecție este destul de frecvent întîlnită în practică. Astfel

$$Q_{1e} = Q_{e2} = \frac{1}{2} C_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\phi A = \frac{1}{2} Q \quad (2.125)$$

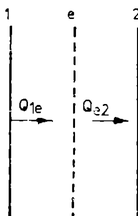


Fig. 2.25.
Ecranul termic.

Relaţia (2.125) arată că prin interpunerea ecranului, căldura primită de suprafaţa rece se reduce la jumătate faţă de căldura primită în absenţa ecranului.

Dacă între corpurile (1) şi (2) se interpun n, ecrane, se demonstrează în acelaşi mod, că suprafaţa mai rece primeşte de n+1 ori mai puţină căldură decît în absenţa ecranelor.

In demonstraţia de mai sus s-a considerat coeficientul de emisie a ecranului egal cu cel al suprafeţei mai calde, dar de obicei, ecranele au coeficienţi de emisie mici aşa că reduce şi mai mult căldura care ajunge la suprafaţa rece.

Efectul izolant al ecranelor este folosit în numeroase situaţii practice :

- protecţia muncitorilor care lucrează în faţa cuptoarelor, cu perdele de lanţuri ;

- micşprarea pierderilor de căldură prin uşile focarelor, printr-un ecran din fontă montat pe faţa interioară a uşilor.

2.2.3.5. Radiaţia gazelor

La corpurile solide emisia şi absorbţia radiaţiilor se face pe suprafaţă şi pe toată gama lungimilor de undă.

Spre deosebire de corpurile solide, gazele nu absorb şi nu emit toate radiaţiile calorice, ci numai pe acelea

suprafețele încălzite ale aparatelor transmit căldura mediului ambiant (aerului) atît prin convecție cît și prin radiație. Pentru cazul cînd temperatura peretelui ajunge pînă la 150°C, coeficientul individual de transfer de căldură prin convecție și radiație se poate calcula cu relația aproximativă :

$$\alpha = 9{,}74 + 0{,}07(t_p - t_f) \qquad (2.121)$$

2.2.3.4. Ecrane termice

Cînd trebuie să se micșoreze căldura radiată de o suprafață caldă, există două posibilități :

- se acoperă suprafața radiantă cu o vopsea potrivită, se metalizează (argintează) etc. ;

- se interpune între suprafața radiantă și mediul înconjurător niște obstacole numite ecrane termice.

Efectul ecranului termic se poate demonstra ușor astfel :

- Căldura schimbată între două corpuri prin radiație, în absența ecranului este :

$$Q = C_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\cdot A\cdot\Phi \qquad (2.122)$$

- Prin interpunerea între corpurile (1) și (2) a unui ecran (e) - fig. 2.25, căldura transmisă de la corpul (1) la ecran este :

$$Q_{1e} = C_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_e}{100}\right)^4\right]\cdot\Phi\cdot A \qquad (2.123)$$

iar căldura transmisă de la ecran la corpul (2) este :

$$Q_{e2} = C_{12}\left[\left(\frac{T_e}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\Phi\cdot A \qquad (2.124)$$

In regim staționar $Q_{1e} = Q_{e2}$ și eliminînd pe T_e din relațiile (2.123) și (2.124) se obține :

a) Circulaţia fluidelor în echicurent (curent paralel)

In acest caz ambele fluide intră pe la acelaşi capăt al aparatului cu temperaturile t_{1i}, pentru fluidul mai cald şi cu t_{2i}, pentru fluidul mai rece şi ies pe la capătul opus cu temperaturile t_{1f} şi t_{2f}. Variaţia temperaturilor celor două fluide pe suprafaţa de schimb de căldură este prezentată în figura 2.16. In această figură $\Delta t_i = t_{1i} - t_{2i}$, reprezintă forţa motoare la intrarea în aparat (A = 0), iar $\Delta t_f = t_{1f} - t_{2f}$, reprezintă forţa motoare la ieşirea din aparat (A = A). Se demonstrează că între forţele motoare la capetele aparatului există relaţia :

$$\Delta t_f = \Delta t_i e^{-mKA} \qquad (2.80)$$

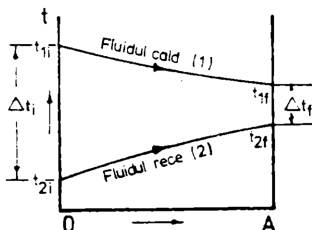


Fig. 2.16.

Variaţia temperaturilor pe suprafaţa de transfer la circulaţia în echicurent a fluidelor.

In relaţia (2.80) parametrul m este definit astfel :

$$m = \frac{1}{G_1 C_{p1}} + \frac{1}{G_2 C_{p2}} \qquad (2.81)$$

în care G_1 şi G_2 sînt debitele masice ale celor două fluide Revenind la relaţia (2.80) se precizează că în această relaţie K este coeficientul global de transfer de căldură iar A este suprafaţa de transfer. Prin logaritmarea ecuaţiei (2.80) se obţine :

$$\ln \Delta t_f = \ln \Delta t_i - mKA \qquad (2.82)$$

care se retranscrie astfel :

- Pentru apă la presiunea atmosferică, coeficientul individual de transfer termic se calculează cu relația :

$$\alpha = 1100 + 0,90 \cdot q \quad , W/m^2grad \qquad (2.72)$$

- Pentru apa la presiuni diferite de presiunea atmosferică, se utilizează următoarea relație :

$$\alpha = 0,0325 \cdot p^{0,58} (\Delta t)^{2,33} \quad , W/m^2grad \qquad (2.73)$$

In relația (2.73), p este presiunea la care are loc fierberea, în N/m^2, iar $\Delta t = t_p - t_f$, în ^oC.

- Pentru un lichid oarecare, cel mai adesea se utilizează o relație de forma :

$$\alpha = \alpha_a \cdot \varphi \qquad (2.74)$$

unde α_a este coeficientul individual de transfer la fierberea apei în aceleași condiții în care are loc fierberea lichidului dat, iar φ este o funcție de proprietățile fizice relative ale lichidului respectiv și de intensitatea fierberii. Astfel :

- pentru fierberea lentă ($q < 16.500\ W/m^2$) :

$$\frac{\alpha}{\alpha_a} = \left(\frac{\lambda}{\lambda_a}\right)^{0,75} \left(\frac{\rho}{\rho_a}\right)^{0,5} \left(\frac{\beta}{\beta_a}\right)^{0,25} \left(\frac{c_p}{c_{p_a}}\right)^{0,25} \left(\frac{\eta}{\eta_a}\right)^{-0,25}$$

- pentru fierberea intensă ($q > 16.500\ W/m^2$) :

$$\frac{\alpha}{\alpha_a} = \left(\frac{\lambda}{\lambda_a}\right)^{0,75} \left(\frac{\rho}{\rho_a}\right)^{0,7} \left(\frac{c_p}{c_{p_a}}\right)^{0,12} \left(\frac{\eta}{\eta_a}\right)^{-0,94} \qquad (2.76)$$

2.2.2.5.2. <u>C o n d e n s a r e a   v a p o r i l o r</u>

Daca vaporii saturați ai unui lichid sînt în contact cu o suprafața a carei temperatura este mai mică decît temperatura de saturație a vaporilor, ei condensează, formînd pe suprafața mai rece fie un film de condensat (condensare peliculară) fie

2.2.3. Transferul de căldură prin radiație

2.2.3.1. Noțiuni fundamentale

Energia radiantă este rezultatul unor excitații intraatomice și se produce pe seama altor energii, în special a celei calorice. Un corp încălzit emite în jurul său un flux de radiații care sînt rezultatul transformării energiei termice în energie radiantă. Fenomenul se numește radiație iar reciproca lui se numește absorbția radiațiilor.

Radiația energiei termice este analoagă cu radiația luminii și deci legile de propagare a luminii (reflecția, refracția) rămîn valabile și pentru radiația termică, deosebirea constînd doar în lungimea de undă a radiațiilor:

$\lambda = 0,4 - 0,8\,\mu$. – pentru radiații luminoase

$\lambda = 0,8 - 40\,\mu$. – radiații termice (infraroșii)

Puterea de emisie, E, reprezintă cantitatea de energie emisă în unitatea de timp de unitatea de suprafață a unui corp cu temperatura T, ^oK, în mediul înconjurător, considerat ca avînd temperatura de 0^oK

$$E = \frac{Q}{A.\tau} \quad W/m^2 \qquad (2.93)$$

Puterea efectivă de emisie E_{ef}. Admițînd ca pe suprafața unui corp ajunge o cantitate de căldură Q_0 și ținînd cont de proprietățile radiațiilor termice (aceleași ca ale radiațiilor luminoase), urmează că o parte din aceasta este absorbită de corp (Q_A), o parte, Q_R, va fi reflectată și o par-

de rezistența termică a fiecărui strat :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \qquad (2.37)$$

Așa cum se poate observa din relațiile (2.31), (2.32) și (2.33), la deducerea ecuației (2.34) suprafața de transfer de căldură s-a considerat constantă, ipoteză deplin justificată în cazul pereților plani.

Pentru transmiterea căldurii prin convecție și conductivitate, în regim staționar, între două fluide despărțite printr-un perete cilindric, format din n straturi, în condițiile în care temperaturile celor două fluide rămîn constante pe suprafața de transfer de căldură, se deduce ușor relația :

$$Q = \frac{2\pi l}{\frac{1}{\alpha_1 r_i} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{(r_{ext.})_i}{(r_{int.})_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_e}} (t_1 - t_2) \qquad (2.38)$$

în care l este lungimea peretelui cilindric, r_i este raza interioară a primului strat cilindric, r_e este raza exterioară a ultimului strat cilindric. Expresia :

$$K_R = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_1 r_i} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{(r_{ext.})_i}{(r_{int.})_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_e}} \qquad (2.39)$$

se numește coeficient global de transfer de căldură între două fluide separate prin pereți cilindrici. Deci ecuația (2.38) se poate scrie astfel :

$$Q = K_R \cdot l(t_1 - t_2) = K_R \cdot l \cdot \Delta t \qquad (2.40)$$

Și în acest caz, dacă este îndeplinită condiția $d_e/d_i \leq 2$, se poate folosi pentru calculul căldurii prin pereți cilindrici, relația de calcul pentru pereți plani paraleli (ec.2.36), care are avantajul că este mai ușor de folosit.

$$Pr = \frac{Pé}{Re} = \frac{\frac{w.\ell}{a}}{\frac{w.\ell.\rho}{\eta}} = \frac{\eta}{\rho \cdot a} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \qquad (2.49)$$

Fiind raportul între un criteriu hidrodinamic şi un criteriu termic, criteriul Prandtl exprimă raportul între intensitatea cu care se realizează amestecarea curenţilor de fluid şi intensitatea cu care se egalizează temperaturile (intensitatea transferului de căldură).

Criteriul de similitudine Grashof, pentru convecţia liberă, reprezintă o combinaţie de criterii în care apare forţa ascensională :

$$\frac{1}{Fr} \cdot Re^2 = \frac{w^2 . \ell^2 . \rho^2}{\eta^2 . \frac{w^2}{\ell . g}} = g \frac{\ell^3}{\nu^2} \qquad Ga \text{ (criteriul Galilei)} \qquad (2.50)$$

Prin înmulţirea criteriului Galilei cu simplexul $(\rho_1 - \rho_2)/\rho_2$ în care ρ_1 şi ρ_2 sînt densităţile în două puncte diferite ale fluidului, se obţine criteriul lui Arhimede :

$$Ar = Ga \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2} = g \frac{\ell^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2} \qquad (2.51)$$

In expresia lui Arhimede $g(\rho_1 - \rho_2)$ este o măsură a forţei ascensionale. Din ecuaţia care descrie variaţia densităţii unui fluid cu temperatura :

$$\rho_1 = \rho_2 (1 + \beta \cdot \Delta t)$$

se poate exprima eaportul $(\rho_1 - \rho_2)/\rho_2$ funcţie de coeficientul de dilatare volumică a fluidului, β şi funcţie de diferenţa de temperatură între punctele de densitate ρ_1 şi ρ_2 din fluid, notată cu Δt.

$$\frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2} = \beta \cdot \Delta t \qquad (2.52)$$

Inlocuind expresia (2.52) în criteriul lui Arhimede, dat de relaţia (2.51), se obţine criteriul Grashof :

$$\ln \frac{\Delta t_i}{\Delta t_f} = m\, K\, A \qquad (2.83)$$

Pe baza principiului conservării energiei, căldura transmisă de fluidul mai cald (1) care își modifică temperatura cu dt_1, este egală cu căldura primită de fluidul mai rece (2) care își modifică temperatura cu dt_2, deci :

$$dQ = -\, G_1\, C_{p1}\, dt_1 \qquad (2.84)$$

(semnul minus indică descreșterea temperaturii fluidului mai cald)

$$dQ = G_2\, C_{p2}\, dt_2 \qquad (2.85)$$

Cele două ecuații de mai sus se pot integra, ținînd cont că prin schimbarea cantității de căldură Q, între cele două fluide, temperaturile celor două fluide variază de la t_{1i} la t_{1f} respectiv de la t_{2i} la t_{2f}, obținîndu-se :

$$Q = G_1 C_{p1}\,(t_{1i} - t_{1f}) \qquad (2.86)$$

$$Q = G_2 C_{p2}(t_{2f} - t_{2i}) \qquad (2.87)$$

Din relațiile (2.86) și (2.87) se obține :

$$m = \frac{1}{G_1 C_{p1}} + \frac{1}{G_2 C_{p2}} = \frac{(t_{1i}-t_{2i})-(t_{1f}-t_{2f})}{Q} = \frac{\Delta t_i - \Delta t_f}{Q} \qquad (2.88)$$

Din ecuația (2.88) combinată cu ecuația (2.83) se obține :

$$\ln \frac{\Delta t_i}{\Delta t} = K.A\, \frac{\Delta t_i - \Delta t_f}{Q} \qquad (2.89)$$

care se retranscrie în forma :

$$Q = K.A\, \frac{\Delta t_i - \Delta t_f}{\ln \frac{\Delta t_i}{\Delta t_f}} \qquad (2.90)$$

In ecuația (2.89), expresia $(\Delta t_i - \Delta t_f)/\ln \Delta t_i/\Delta t_f$ este media logaritmică a diferenței dintre temperaturile celor două fluide la capetele aparatului; ea se notează cu Δt_m și se numește <u>forța motoare medie</u> a procesului de transfer de căldură. Cu această notație ecuația (2.90) se poate scrie restrîns :

de difuzie moleculară. Curgerea fluidului contribuie la intensificarea acestei difuziuni.

3.4. COEFICIENT INDIVIDUAL SI GLOBAL DE TRANSFER DE MASA

Legea a I-a a lui Fick dată sub forma ecuaţiei (3.10) a fost dedusă pentru difuzia într-un mediu gazos dar, apoi, a fost extinsă şi la difuzia unui component într-un mediu lichid sau solid.

Integrarea ecuaţiei (3.12) este posibilă prin metode matematice obişnuite doar pentru cazuri simple de difuzie. De exemplu, dacă se consideră un mediu mobil constituit din speciile moledulare a şi b care difuzează reciproc în condiţia $N_a = - N_b$ se obţine :

$$N_a = - D_e \frac{dC_a}{dx} \qquad (3.13)$$

Pentru regimul staţionar se poate considera N_a şi D_e constante şi, după separarea variabilelor şi integrarea ecuaţiei (3.13) rezultă :

$$N_a = \frac{D_e}{x} \cdot (C_{a_1} - C_{a_2}) \qquad (3.14)$$

în care: $D_e/x = k$ se numeşte coeficient individual sau parţial de transfer de masă. El exprimă ca sens fizic viteza cu care se realizează transferul componentului a prin difuzie ;

$(C_{a_1} - C_{a_2})$ - forţa motoare a procesului de transfer de masă.

Dacă se consideră un sistem eterogen constituit din două faze, de exemplu una gazoasă şi una lichidă, iar componentul a este solubil în faza lichidă, se poate scrie ecuaţia

Relaţiile (2.31), (2.32) şi (2.33) se transcriu astfel:

$$\frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{\alpha_1} = t_1 - tp_1 \qquad (2.31.a)$$

$$\frac{Q}{A} \cdot \frac{\delta}{\lambda} = tp_1 - tp_2 \qquad (2.32.a)$$

$$\frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{\alpha_2} = tp_2 - t_2 \qquad (2.33.a)$$

Prin adunarea relaţiilor (2.31.a), (2.32.a) şi (2.33.a) se obţine :

$$\frac{Q}{A}\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right) = t_1 - t_2$$

care se poate scrie în forma :

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} A\,(t_1 - t_2) \quad W \qquad (2.34)$$

In relaţia (2,34) expresia $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ se notează cu K

şi poartă numele de coeficient global de transfer de căldură. Unitatea de măsură pentru K în sistemul internaţional este $[K]_{SI}$ = W/m^2.grad. Inversul coeficientului global de transfer de căldură se numeşte rezistenţa termică totală :

$$\frac{1}{K} = R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \qquad (2.35)$$

In relaţia de mai sus, fiecare termen, reprezintă o rezistenţă termică parţială. Diferenţa de temperatură $\Delta t = t_1 - t_2$, din ecuaţia (2.34) reprezintă forţa motoare a procesului de transfer de căldură. Cu aceste notaţii ecuaţia (2.34) se poate scrie în forma :

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t \qquad (2.36)$$

În cazul în care peretele solid care desparte fluidul mai cald de cel mai rece este format din mai multe straturi plane paralele, ecuaţia (2.36) nu îşi modifică forma, dar în expresia coeficientului global de transfer de căldură se inclu-

$10 < Re < 2300$).

$$Nu = 0,15 \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} (Pr/Pr_p)^{0,25} \quad (2.58)$$

c) Transmiterea căldurii prin convecție în regim intermediar în conducte drepte ($2300 < Re < 10.000$). Datorită faptului că nu există relații exacte pentru acest domeniu, se recomandă să se calculeze criteriul Nusselt din grafice de forma celui din fig. (2.8).

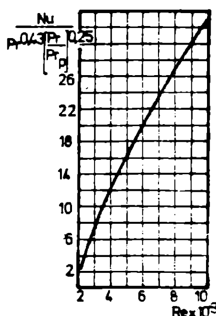


Fig. 2.8.
Variația expresiei $Nu/Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_p)^{0,25}$, funcție de Re, în regim intermediar.

d) La curgerea prin serpentine, valoarea lui α pentru țevi drepte se înmulțește cu un coeficient x, care ține seama de curbura serpentinei :

$$\alpha_s = x \cdot \alpha \quad (2.59)$$

$$x = 1 + (3,54 \cdot d/D) \quad (2.60)$$

In relația (2.60) d este diametrul interior al țevii serpentinei iar D este diametrul spirelor serpentinei.

e) Pentru gaze, criteriul Prandtl este o constantă care nu depinde de temperatură și de presiune și prin urmare relația de calcul a lui Nusselt, de exemplu pentru regimul turbulent devine :

$$Nu = C \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0,8} \quad (2.61)$$

iar pentru aer :

criteriu nedeterminat. Din acest motiv el se va exprima printr-o funcţie de criteriile determinate ale procesului de transfer de căldură şi va servi, apoi, pentru determinarea coeficientului individual de transfer de căldură, α.

Celelalte criterii de similitudine termică se deduc aplicînd metoda similitudinii ecuaţiei diferenţiale Fourier - Kirchhoff (ec. 2.41)

$$\underset{(1)}{\frac{a_t}{a_\tau} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau}} + \underset{(2)}{a_w \cdot \frac{a_t}{a_\ell}\left(w_x \frac{\partial t}{\partial x} + \dots\right)} = a_a \underset{(3)}{\frac{a_t}{a^2_\ell}} \cdot a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \dots\right) \qquad (2.45)$$

sau :

$$\underset{(1)}{\frac{a_t}{a_\tau}} = \underset{(2)}{\frac{a_t}{a_\ell} a_w} = \underset{(3)}{a_a \cdot \frac{a_t}{a^2_\ell}} \qquad (2.46)$$

Din egalitatea termenului (1) cu termenul (3) din ecuaţia (2.46) se obţine :

$$\frac{\tau a}{\ell^2} = \text{idem} = Fo \qquad (2.47)$$

Acest criteriu conţinînd timpul τ, va fi un criteriu caracteristic regimului nestaţionar, de aceea în descrierea proceselor termice staţionare criteriul Fourier nu apare.

Din egalitatea termenului (2) cu termenul (3) din ecuaţia (2.46) se obţine :

$$\frac{w.\ell}{a} = \text{idem} = Pé \qquad (2.48)$$

numit criteriul Péclet.

Criteriul Péclet raportat la criteriul Reynolds, conduce la un alt criteriu important în transferul de căldură, şi anume la criteriul Prandtl :

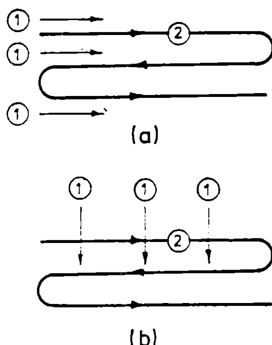


Fig. 2.19.

Circulaţia fluidelor în curent mixt (a) şi în curent încrucişat (b).

fluide pe suprafaţa de transfer, în cazul cînd fluidul mai cald este cel care îşi păstrează temperatura constantă este prezentată în fig. (2.20). In această situaţie Δt_m se calculează cu relaţia cunoscută :

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_i - \Delta t_f}{\ln \frac{\Delta t_i}{\Delta t_f}}$$

$\Delta t_i = t_1 - t_{2i}$ iar

$\Delta t_f = t_1 - t_{2f}$

Trebuie subliniat, că în această situaţie, indiferent de modul de circulaţie a fluidelor prin aparat, valoarea forţei motoare medii este aceeaşi în toate cazurile.

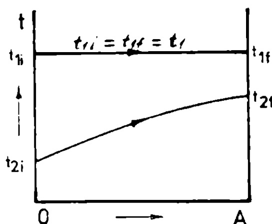


Fig. 2.20.

Variaţia temperaturii fluidelor pe suprafaţa de transfer în cazul $t_{1i} = t_{1f} = t_1 = \text{const.}$

<u>Observaţie.</u> Pentru cazul în care raportul dintre forţele motoare la capetele aparatului $(\Delta t_i / \Delta t_f) < 2$, se poate înlocui media logaritmică cu media aritmetică: $\Delta t_m = \frac{\Delta t_i + \Delta t_f}{2}$, eroarea fiind mai mică de 4 %.

- fig. 2.22. Deci emisia efectivă a corpului (1) este :

$$E_{ef} = E_1+E_2(1-A_1) \quad (2.97)$$

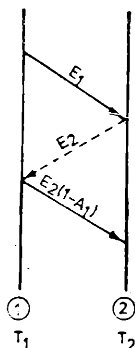


Fig.2.22.

Emisia energiei termice între două corpuri cu temperaturile T_1 şi T_2.

2.2.3.2. Legile radiaţiei

1) Legea lui Planck

Puterea de emisie definită anterior se referă la energia radiată de un corp în unitatea de timp, de unitatea de suprafaţă, pentru toate lungimile de undă λ, de la $\lambda = 0$ la $\lambda = \infty$, adică :

$$E = \int_0^{\infty} E_{\lambda} \cdot d\lambda \quad (2.98)$$

E_{λ} - este o funcţie de distribuţie a radiaţiei şi depinde de λ şi T :

$E_{\lambda} = f(\lambda, T)$ şi se numeşte intensitate de radiaţie.

Pentru corpul absolut negru relaţia (2.98) se scrie :

$$E_o = \int_0^{\infty} E_{o\lambda} \cdot d\lambda \quad (2.99)$$

în care $E_{o\lambda}$ este intensitatea de radiaţie a corpului absolut negru : $E_{o\lambda} = f(\lambda, T)$.

Planck a arătat că pentru corpul absolut negru forma funcţiei $E_{o\lambda}$ este :

$$E_{o\lambda} = \frac{C_1 \cdot \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda \cdot T}} \quad (2.100)$$

în care :

λ - lungimea de undă ;

T - temperatura absolută ;

$$N_a = \frac{1}{\frac{1}{k_g} + \frac{1}{k_\ell}\frac{H.M_{[1]\ell}}{RT\rho_{[1]\ell}}} (C_{a[1]g} - C^{*}_{a[1]g}) \qquad (3.22)$$

Expresia $\frac{1}{\frac{1}{k_g} + \frac{1}{k_\ell}\frac{H.M_{[1]\ell}}{R.T.\rho_{[1]\ell}}} = K_g$

reprezintă coeficientul global de transfer de masă. Se vede că forma sa este asemănătoare cu coeficientul global de transfer de căldură [v.ec. (2.37)].

Termenii de la numitor reprezintă rezistenţele care se opun transferului de masă.

Inlocuind termenul fracţionar din dreapta ecuaţiei (3.22) cu K_g ea se scrie restrîns sub forma :

$$N_a = K_g \cdot (C_{a[1]g} - C^{*}_{a[1]g}) \qquad (3.23)$$

care este ecuaţia vitezei globale a procesului de transfer a componentului a din faza gazoasă în faza lichidă.

Din combinarea ecuaţiei vitezei procesului cu ecuaţia bilanţului de materiale se obţine ecuaţia de proiectare a aparatului în care se realizează procesul de transfer de masă. Pentru calcularea coeficientului global de transfer se calculează mai întîi coeficienţii individuali de transfer. Ca şi la transferul de caldură, coeficienţii individuali de transfer se calculează pe baza ecuaţiilor criteriale ale transferului de masă.

se obține relația :

$$Q = C_{12} A_1 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \cdot \Phi \qquad (2.113)$$

care servește pentru calculul căldurii schimbate prin radiație termică între cele două corpuri.

In relația (2.113) C_{12} se numește coeficient total de radiație, iar Φ este un factor care depinde de poziția relativă în spațiu a celor două corpuri.

Cîteva valori ale parametrului Φ sînt prezentate în continuare, pentru cîteva cazuri :

a) Pentru un corp aflat în interiorul celuilalt (de ex. o sursă de căldură într-o cameră), $\Phi = 1$ și C_{12} se calculează cu relația :

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_o}\right)} \qquad (2.114)$$

b) Pentru corpuri cu suprafețe suficient de apropiate, avem :

$$A_1 = A_2 \ ; \ \Phi = 1 \ \text{iar :}$$

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_o}} \qquad (2.115)$$

c) Pentru corpuri așezate într-o poziție arbitrară unul față de altul :

$$\Phi = \int_{A_1}\int_{A_2} \frac{\cos \Phi_1 \cdot \cos \Phi_2}{r^2} \, dA_1 \cdot dA_2 \qquad (2.116)$$

iar $C_{12} = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_o}$

In relația de mai sus, Φ_1 și Φ_2 sînt unghiurile plane față de normala la suprafața de radiație.

şi nedecalat.

2.2.2.4.2. Convecţia liberă

Pentru convecţia liberă a gazelor şi lichidelor într-un volum mare, ca efect al unei diferenţe de densitate, ecuaţia (2.56) se reduce la forma :

$$Nu = C \cdot Gr^{m} \cdot Pr^{n} \qquad (2.65)$$

în care coeficienţii C, m şi n au valori ce depind de produsul Gr.Pr.

- dacă $Gr.Pr < 1.10^{-3}$ (regim pelicular) :

$$Nu = constant = 0,5 \qquad (2.66)$$

- dacă $Gr.Pr = 1.10^{-3} - 500$ (regim intermediar) :

$$Nu = 1,18(Gr.Pr)^{0,125} \qquad (2.67)$$

- dacă $Gr.Pr = 500 \div 2.10^{7}$ (regim laminar) :

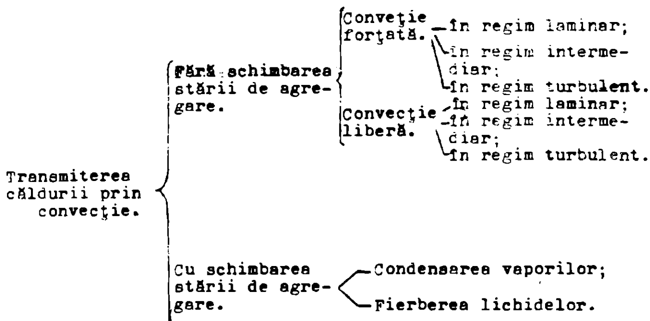
$$Nu = 0,54(Gr.Pr)^{0,25} \qquad (2.68)$$

- dacă Gr.Pr 2.10^{7} (regim turbulent) :

$$Nu = 0,135\,(Gr.Pr)^{0,33} \qquad (2.69)$$

În aceste relaţii pentru ţevile orizontale, dimensiunea geometrică determinantă este diametrul lor, iar pentru ţevile şi plăcile verticale este înălţimea lor.

Dacă suprafaţa care cedează căldura este îndreptată în sus, atunci valoarea lui α calculată cu una din relaţiile (2.66) - (2.69) se măreşte cu 30 %, iar dacă suprafaţa care cedează căldura este îndreptată în jos, valoarea lui α se micşorează cu 30 %.



În cadrul acestei clasificări generale există şi alte subîmpărţiri, de exemplu fierberea în regim pelicular, fierberea cu bule, condensarea vaporilor pe pereţi verticali sau orizontali etc.

Pentru fiecare tip de proces se găsesc date în literatură, forme concrete de calcul a ecuaţiei criteriale. Din acest motiv înainte de a căuta ecuaţia criterială de calcul a criteriului Nusselt, va trebui, în urma unei analize, să se concretizeze tipul de proces termic pentru care trebuie calculat coeficientul individual de transfer de căldură şi apoi să se treacă efectiv la calcularea criteriului Nusselt.

în care: R este constanta universală a gazelor, în J/mol.°K

T - temperatura sistemului, °K ;

H - constanta lui Henry pentru componentul a ;

$C^{x}_{a[]g}$, $C_{a[]\ell}$ -concentrația componentului a în gaz și lichid, moli/m³; $M_{[]\ell}$, $\rho_{[]\ell}$ masa molară, respectiv densitatea lichidului.

Relația (3.17) este identică cu relația (3.3) dacă se observă că :

$$p_a = \frac{n_a}{V} R.T = C_{a[]g} R.T \qquad \text{și}$$

$$x_{a[]\ell} = C_{a[]\ell} \cdot \frac{M_{[]\ell}}{\rho_{[]\ell}}$$

Prin intermediul relației (3.17) concentrațiile $C_{a[]\ell}$ și $C_{a[]\ell.i}$ din relația (3.16) se pot scrie :

$$C_{a[]\ell} = C^{*}_{a[]g} \cdot \frac{RT}{H} \cdot \frac{\rho_{[]\ell}}{M_{[]\ell}} \quad \text{și} \qquad (3.18)$$

$$C_{a[]\ell.i} = C_{a[]g.i} \cdot \frac{RT}{H} \cdot \frac{\rho_{[]\ell}}{M_{[]\ell}} \qquad (3.19)$$

Se transcriu ecuațiile (3.15) și (3.16) sub forma :

$$\frac{N_a}{k_g} = C_{a[]g} - C_{a[]g.i} \qquad (3.20)$$

$$\frac{N_a}{k_\ell \frac{RT}{H} \frac{\rho_{[]\ell}}{M_{[]\ell}}} = C_{a[]g.i} - C^{*}_{a[]g} \qquad (3.21)$$

Din adunarea relațiilor (3.20) și (3.21) se obține :

185/1-73 sînt indicate liniile şi culorile convenţionale pentru reprezentarea în desen a conductelor.

Pentru indicarea fluidului transportat şi a parametrilor de lucru STAS 4724 - 73 prescrie culorile şi semnele convenţionale care trebuie marcate pe conducte.

Conductele se îmbină între ele sau cu aparatele, fie prin sudare fie prin intermediul unor subansamble ca:" mufe, piuliţe olandeze, presetupe, flanşe.

Mufele sînt lărgirile de la unul din capetele tuburilor din fontă, ciment, gresie, mase plastice sau materiale ceramice; etanşarea se face prin ştemuirea unor materiale ca asbest, cînepă, fire de plumb, fire sau foi de aluminiu, peste care d se toarnă ciment, asfalt, plumb etc. La conductele din oţel mufele sînt mici cilindri cu filet interior (olandezi) în care se înşurubează capetele ţevilor prevăzute cu filet exterior. In figura 4.1 sînt reprezentate cîteva tipuri de îmbinări cu mufă. Legătura prin mufe se foloseşte în special pentru conductele permanente de gaze şi apă îngropate în pămînt. Mufele din oţel, cu filet se utilizează pentru conducte subţiri cu diametrul interior pînă la 75 mm.

Flanşele sînt piese de legătură, formate din două discuri care se fixeaza rigid sau mobil pe cele două capete ale ţevilor care se îmbină ; strîngerea flanşelor se face cu şuruburi iar etanşarea se realizează prin garnituri de cauciuc, asbest, clingherit etc. Ca formă, flanşele se construiesc circulare, pătratice, ovale sau eliptice. Toate dimensiunile flanşelor sînt standardizate. In fig. 4.2 sînt redate trei tipuri de flanşe.

Armăturile sînt ansamble de piese folosite la închiderea sau deschiderea secţiunilor de trecere a fluidelor, în vederea

se închide robinetul 4 şi se deschide robinetul 2 urmărindu-se la un indicator nivelul lichidului în recipient. După umplere se închide robinetul 2 şi se deschide robinetul 8 de pe conducta de evacuare 7 şi robinetul 5 de pe conducta de aer sau alt gaz comprimat la 3-4 ata ; presiunea gazului în timpul evacuării lichidului din recipient se urmăreşte la monovacuumetrul 6.

Montejusul serveşte în special pentru transportul pe distanţe mici a lichidelor corosive. Lucrează discontinuu şi trebuie permanent observat în funcţionare. Există şi montejusuri - numite pulsometre - la care toate manevrele robinetelor se fac automat.

Pentru tramsportul lichidelor într-un spaţiu în care presiunea este peste cea atmosferică se utilizează injectoare. Funcţionarea injectorului se bazează pe folosirea energiei cinetice a unui fluid motor (abur, aer comprimat, apă sub presiune etc.). Ejectoarele au aceeaşi construcţie şi funcţionare, dar servesc pentru evacuarea unui lichid sau a unui gaz dintr-un recipient.

In figura 4.17 este prezentată construcţia şi funcţionarea unui injector : fluidul motor intră prin duza 1 în care o parte din energia de presiune este transformată în energie cinetică, străbate cu viteză mare ajutajul sau camera de amestec 2, antrenînd lichidul de transportat. Amestecul format are energia cinetică maximă în gîtul 3 al ajutajului, energie care la curgerea prin difuzorul 4 este convertită treptat în energie de presiune.

Injectoarele şi ejectoarele sînt ieftine, au mare fiabilitate în funcţionare şi pot fi executate din materiale anticorosive. Au ca dezavantaje consumul ridicat de fluid motor şi ran-

- ventilatoare de presiune înaltă: $300 < \Delta p_t < 1000$ mm H_2O.

Debitul ventilatoarelor variază în limite foarte largi: 400 ÷ 200000 m^3/h. Randamentul lor este cuprins între 5o și 85% și este foarte mult influențat de direcția și turbulența curentului de gaz în ventilator; este recomandată alegerea poziției de montaj astfel încît să se evite racordările imediat după ieșirea gazului din ventilator. In figura 4.26 sînt date pozițiile de montaj în care se execută ventilatoarele centrifugale. In comenzi poziția de montaj se simbolizează prin litera M urmată de numărul de poziție (de exemplu M3 M12 etc.).

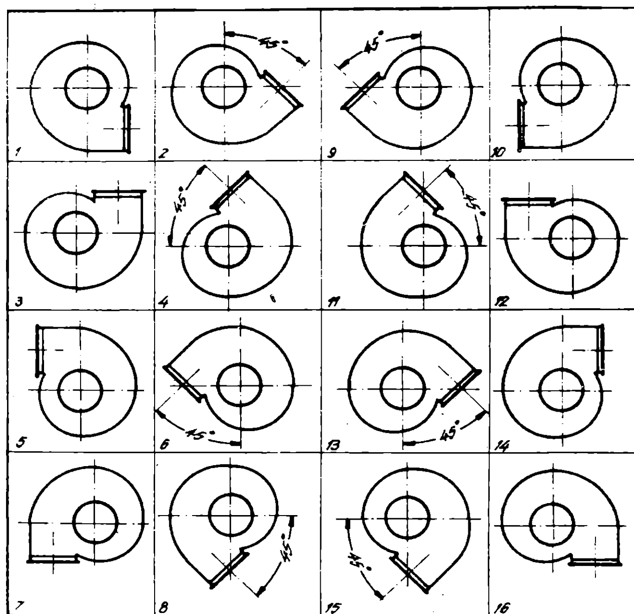


Fig.4.26.Pozițiile de montaj ale ventilatoarelor centrifugale privite dinspre aspirație.

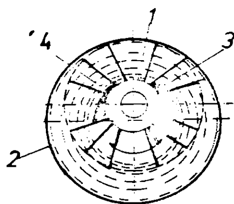


Fig. 4.21.
Compresor cu inel de lichid.

carcasă circulară în secțiune în interiorul căreia se menține permanent o cantitate de lichid. Rotorul 1, montat excentric față de carcasa 2, antrenează în rotație lichidul care, datorită forței centrifuge, formează un inel de lichid și ocupă spații neegale între paletele rotorului. Astfel, la rotirea rotorului înspreapta față de axa verticală de simetrie, lichidul iese din ce în ce mai mult dintre palete creind o depresiune care produce aspirația gazului prin cavitatea 3 din peretele frontal al carcasei ; la rotirea rotorului spre stînga, față de axa verticală de simetrie, lichidul pătrunde din ce în ce mai mult între palete realizînd comprimarea gazului și evacuarea sa prin deschiderea 4 din peretele frontal al carcasei.

Lichidul care formează inelul este de exemplu, apă pentru hidrogen, acid sulfuric pentru clor etc.

Mașinile cu inel de lichid au debite pînă la 8000 m^3/h, raportul de comprimare pînă la 7, presiuni la refulare pînă la 20 at. Presiunea minimă pe conducta de aspirație poate ajunge pînă la 3 mm Hg, ceea ce face posibilă utilizarea mașinilor cu inel de lichid ca pompe de vid ; cu această destinație se folosesc la dezaerarea pastei crude de cărămizi înainte de presare.

Avantajele mașinilor cu inel de lichid sînt : curgerea gazului fără pulsații, lipsa lubrificației, posibilitatea folosirii lor pentru gaze corosive (clor umed) sau explozive (hi-

4.2. SEPARAREA SISTEMELOR ETEROGENE

Prin sistem se înțelege un corp sau un ansamblu de corpuri limitate ca întindere spațială și conținut de substanță. Ansamblul corpurilor care formează sistemul poate să aibă stări de agregare diferite, astfel încît sistemul este format din mai multe faze. Faza este porțiunea dintr-un sistem, limitată printr-o suprafață de separare și avînd proprietăți bine determinate și compoziție omogenă, deosebite de proprietățile și compoziția celorlalte părți ale sistemului.

Sistemele constituite dintr-o singură fază se numesc omogene și, corespunzător, sistemele formate din mai multe faze se numesc neomogene sau eterogene. Acest capitol tratează separarea sistemelor eterogene constituite din două faze : una discontinuă, numita faza dispersă, care se găsește într-o stare de divizare fină într-o a doua fază, numită faza continuă, faza dispersantă sau mediu de dispersie . Sub acest aspect, împărțirea sistemelor în sisteme omogene și neomogene pare, întrucîtva, arbitrara ; în principiu sistemele omogene (soluțiile) sînt și ele formate dintr-o faza continuă și una dispersa (solid, gaz sau lichid), numai ca dispersia se face pînă la dimensiuni de ordinul dimensiunilor moleculelor.

In funcție de starea de agregare a mediului de dispersie se deosebesc sisteme neomogene gazoase și lichide. Diferitele tipuri de sisteme eterogene sînt prezentate în tabelul 4.1.

In ingineria chimică de multe ori este necesară separarea fazei dispersate din mediul de dispersie. Operația de separare este denumită în general purificare, dacă se impun

4.1.3.2. Diagrama de lucru, teoretică şi reală a compresorului cu piston

Un compresor cu piston poate fi numit "teoretic" atît din punct de vedere al construcţiei cît şi al funcţionării ; din punct de vedere constructiv se neglijează grosimea pistonului şi spaţiul ocupat de supape astfel că pistonul descrie un volum V_1 egal cu volumul V_0 al cilindrului sau corpului compresorului ; din punct de vedere funcţional se neglijează inerţia supapelor şi frecările între piston şi cilindru şi între tijele supapelor şi ghidaje. In aceste condiţii diagrama de lucru a compresorului este cea din figura 4.19-a : aspiraţia gazului începe din momentul deplasării pistonului spre dreapta şi se face la presiunea p_1 egală cu aceea a gazului în spaţiul de aspiraţie. In compresor este aspirat volumul de gaz V egal cu volumul V_1 descris de piston, respectiv cu volumul V_0 al cilindrului compresorului. După terminarea aspiraţiei (1-2) are loc comprimarea izotermă (2-3) sau adiabată (2-3') sau politropă (2_3"). Cînd presiunea gazului comprimat atinge valoarea p_2- egală cu presiunea gazului în spaţiul de refulare - se deschide supapa de evacuare şi gazul este evacuat din compresor. La terminarea evacuării pistonul se află în punctul 4 şi revine de la sine în punctul 1, apoi ciclul se repetă.

Lucrul mecanic necesar în comprimare este dat de ariile 1-2-3-4 la comprimarea izotermă, 1-2-3'-4 la comprimarea adiabată şi 1-2-3"-4 la comprimarea politrop. Se vede că el este minim la comprimarea izotermă şi maxim la cea adiabată.

$$H_{m_t} = k.H_{m_1} \text{ , m} \qquad (4.14)$$

unde : H_{m_1} este înălţimea manometrică a unei pompe centrifuge ideale, avînd rotorul cu un număr infinit de palete, infinit de subţiri, cu curgere ideală a lichidului :

$$H_{m_1} = \frac{v_2 . v_{p_2} . \cos \varphi_2}{g} \qquad (4.15)$$

In realitate rotorul are un număr finit de palete (6-16) iar circulaţia lichidului între palete nu este ideală ; consecinţa cea mai importantă a curgerii neideale este creşterea componentei de debit v_{n_2} în dauna componentei de sarcină v_{t_2} şi, drept urmare, energia transferată lichidului este mai mică.

In ecuaţia (4.14) $k \sim 0,8$ ţine seama de componentele de debit ale vitezei absolute şi de viteza periferică v_{p_2}, la ieşirea lichidului dintre palete.

Inălţimea manometrică efectivă este legată de cea teoretică prin relaţia (4.3) unde η_h = 0,6 - 0,85.

Caracteristicile de lucru ale pompei centrifuge

Se poate demonstra că, teoretic, între debitul real, înălţimea manometrică efectivă, puterea şi turaţia la axul pompei există următoarele dependenţe : $V_{s_r} \sim n$; $H_{m_e} \sim n^2$; $P_a \sim n^3$.
În practică aceste dependenţe sînt numai aproximative şi de regulă fiecare tip de pompă se încearcă la bancul de probă pentru a găsi corelaţia exactă între mărimile amintite. Problema alegerii unei pompe centrifuge se pune în felul următor : înălţimea manometrică a sistemului H_m poate fi considerată pentru o situaţie fixată ca fiind funcţie numai de viteza lichidului sau de debit ; motorul pompei sau sistemul ei de acţionare se alege pe alte considerații, încît, de obicei, turaţia este

va umple sifonul pe porţiunea scufundată în lichid. Strîngînd din nou para, lichidul ajunge în ramura descendentă, sifonul fiind amorsat. Sifonul cu saboţi (fig. 4.15.c) se foloseşte în industrie la transvazarea cantităţilor mari de lichid. Teava îndoită în formă de U cu ramuri egale are extremităţile afundate în două recipiente. Atît tubul cît şi cele două recipiente se umplu la început cu lichid ; cînd se coboară sifonul el intră în funcţiune iar cînd se ridică, curgerea lichidului în vasul inferior încetează,dar sifonul şi cele două recipiente rămîn pline cu lichid şi vor funcţiona din nou la o nouă afundare în lichid.

In figura 4.16 este reprezentat un montejus ; acesta este un utilaj static constînd dintr-un recipient cilindric, orizontal sau vertical, căptuşit cu material anticoroziv. In capacul recipientului sînt practicate racorduri de legătură cu conducta de alimentare, cu conducta de evacuare, cu atmosfera, cu reţeaua de vid şi cu reţeaua de aer comprimat. Alimentarea cu lichid se face prin conducta 1 pe care se află robinetul 2 ; dacă lichidul intră prin cădere liberă, robinetul 3 care face legătura cu atmosfera este deschis. Cînd umplerea se face sub vacuum, se închid mai întîi toate robinetele, în afară de robinetul 4 de pe conducta de vid. Vacuumul realizat se urmăreşte la monovacuumetrul 6 şi cînd a atins valoarea prescrisă

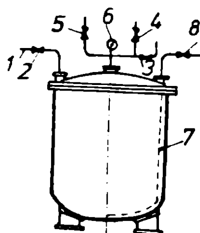


Fig. 4.16.
Montejus.

Dacă este necesară o presiune a gazului mai mare de 8 at, comprimarea se face în mai multe trepte, cu răcirea gazului după fiecare treaptă. In figura 4-20 este dată schiţa unei instalaţii de comprimare cu două trepte. Gazul de presiune joasă p_1 este aspirat în compresorul 1 şi comprimat la presiunea p_1' ; cu această presiune gazul, după răcire în răcitorul 3, este aspirat în compresorul 2 de presiune ridicată, unde este comprimat la presiunea p_2 . Raportul de comprimare pentru prima treaptă este $z_1 = p_1'/p_1$ iar pentru a doua treaptă: $z_2 = p_2/p_1'$; raportul total este $z = z_1 \cdot z_2 = p_2/p_1$.

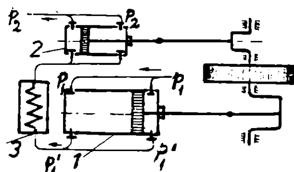


Fig. 4.20.
Comprimarea în două trepte.

Puterea necesară în comprimare se calculează înlocuind în expresia lucrului mecanic, volumul V_1 cu debitul de gaz comprimat V_c ; acesta din urmă se calculează cu relaţia :

$$V_c = \eta_v' \cdot V \cdot n_1 \quad , m^3/s \qquad (4.32)$$

în care η_v' ţine seama de pierderile de gaz la comprimare şi evacuare, pierderi datorate neetanşietăţilor supapei de refulare şi între cilindru şi piston ; n_1 este turaţia arborelui de acţionare, rot/s ; V - volumul efectiv de gaz aspirat.

Din relaţiile (4.28) şi (4.32) se obţine :

$$V_e = \eta_v' \cdot \eta_v \cdot V_1 \cdot n_1 \quad , m^3/s \ (4.33)$$

în care $\eta_v' \cdot \eta_v = \eta_u$ - randamentul de utilizare a compresorului. Inlocuind volumul V_1 descris de piston cu produsul între aria secţiunii pistonului (A) şi lungimea cursei pistonului (ℓ), re-

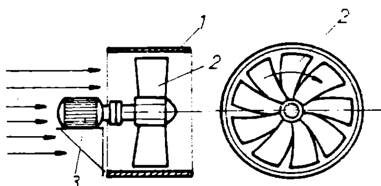


Fig. 4.23.

Ventilator axial.

1 - carcasă ; 2 - rotor ; 3 - electromotor.

în exterior ; în ambele situații prin rotirea elicei ia naștere o forță axială care deplasează aerul, paralel cu arborele, dintr-o parte a carcasei spre cealaltă.

Ventilatoarele axiale servesc în special pentru scoaterea aerului dintr-o incintă, numindu-se din acest motiv exhaustoare.

Ventilatoarele centrifugale sau radiale sînt mult mai răspîndite în practica industrială. Principiul lor de funcționare este asemănător cu acela al unei pompe centrifuge cu o singură treaptă : un rotor cu palete antrenează în mișcare gazul care se deplasează între palete de la axul rotorului spre periferia sa iar de aici între rotor și carcasă spre racordul de evacuare.

Ventilatoarele centrifugale se construiesc în numeroase variante. După înclinația paletelor rotorului se deosebesc (v. fig. 4.24) : a) - rotor cu palete orientate înapoi față de sensul de rotație ; b) - rotor cu palete orientate înainte; c) - rotor cu palete drepte. După felul aspirației se deosebesc ventilatoare centrifugale monoaspirante și dublu aspirante. După cuplarea rotorului se întîlnesc ventilatoare cu rotorul cuplat direct pe arborele motorului, ventilatoare cu rotorul cuplat prin cuplaj elastic cu arborele motorului și ventilatoare

seama de pierderile de energie datorate frecării subansamblelor în mişcare (arbore şi lagăre, piston şi cilindru, supape şi ghidaje, rotor şi carcasă etc.) ;

- randamentul hidraulic al pompei, $\eta_h = P_e/P_i$, definit prin relaţia (4.3), ţine aici seama de pierderile de energie prin frecările şi şocurile lichidului în pompă ;

- randamentul volumic al pompei, $\eta_v = P_u/P_e$, definit prin relaţia (4.1), ţine aici seama de consumul suplimentar de energie pentru a acoperi pierderile de debit ;

- randamentul total al pompei η_p este dat de produsul dintre randamentul volumic, hidraulic şi mecanic :

$$\eta_p = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad ;$$

- randamentul total al agregatului sau al instalaţiei de pompare η_t se calculează ca produs între randamentul pompei, randamentul transmisiei şi randamentul motorului : $\eta_t = \eta_p \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{mot.}$

Puterea necesară P_n se calculează cu relaţia :

$$P_n = \frac{H_m \cdot \rho \cdot g \cdot V_s}{1000}, \text{ kW} \qquad (4.7)$$

în care : H_m este înălţimea manometrică a sistemului şi se calculează cu relaţia (1.75) ;

V_s - debitul de lichid ce trebuie transportat, m^3/s;

ρ - densitatea lichidului, Kg/m^3 ;

g - acceleraţia gravitaţională, m/s^2.

Puterea de antrenare P_a se calculează după ce s-a ales tipul de pompă. De exemplu pentru o pompă care are debitul real V_{s_r}, înălţimea manometrică efectivă H_{m_e} şi randamentul η_p :

impusă. In aceste condiții este necesar să se cunoască din încercările la bancul de probă variația înălțimii manometrice efective, a puterii de antrenare și a randamentului pompei, în funcție de debit, la turație constantă. Rezultatele încercărilor sînt trasate într-o diagramă aflată în fișa tehnică a pompei și numită diagrama caracteristicilor de funcționare sau caracteristica de lucru a pompei centrifuge. In figura 4.12 este dată o astfel de diagramă.

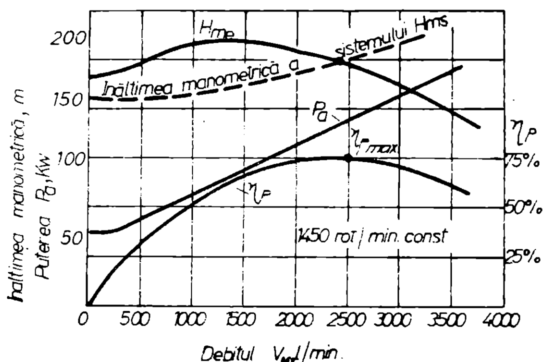


Fig. 4.12.
Diagrama caracteristicilor de funcționare a pompei centrifuge.

Punctul de intersecție a înălțimii manometrice efective a pompei cu înălțimea manometrică a sistemului se numește punct de lucru. Debitul corespunzător acestui punct este debitul maxim al pompei pînă la care ea îndeplinește condiția $H_m \leq H_{m_e}$. Peste acest debit pompa nu mai poate transfera lichidului energia impusă de condițiile sistemului (nu-i mărește suficient presiunea statică sau nu-l ridică pînă la cota geometrică impusă). Pompa este bine aleasă dacă debitul corespunzător

h_{p_a} - pierderile de energie pe porțiunea de aspirație, exprimate în înălțime ;

ρ - densitatea lichidului ;

g - accelerația gravitațională ;

p_a - presiunea statică a lichidului aspirat în pompă ;

w_a - viteza cu care se deplasează lichidul în pompă, la aspirație.

Dacă se rezolvă ecuația (4.4) în raport cu H_a se obține:

$$H_a = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_a^2}{2 \cdot g} - h_{p_a} \quad , \text{ m} \quad (4.5)$$

Pentru calculul efectiv al înălțimii de aspirație se mai fac următoarele observații :

- în cazul cînd rezervorul de aspirație este deschis, p_1 se înlocuiește cu presiunea barometrică p_b, care depinde de altitudinea locului de amplasare a instalației de pompare ;

- presiunea p_a nu trebuie să fie mai mică decît presiunea de vapori p_v a lichidului la temperatura la care se face aspirația. In caz contrar, o parte din lichidul aspirat se transformă în vapori în interiorul pompei, ceea ce duce la apariția fenomenului de cavitație. Fenomenul de cavitație constă în spargerea bulelor de vapori din masa de lichid, datorită presiunilor locale mai mari decît presiunea de vapori ; lichidul umple spațiul ocupat de bule cu viteze locale foarte mari care au efectul unor lovituri de berbec asupra subansamblelor pompei pe care le deteriorează ;

- termenul care conține vitezele în ecuația (4.5) are valoare mică și, în general, se neglijează.

Pe baza considerațiilor făcute, înălțimea de aspirație se calculează din condiția :

unde : D - diametrul pistonului, m ;

l - lungimea cursei pistonului, m ;

n - numărul de rotații pe secundă ale arborelui motor.

Debitul real se calculează prin intermediul relației (4.1) considerînd η_v = 0,85 - 0,99.

Debitul pompelor cu piston cu dublu efect este de două ori mai mare decît al celor cu simplu efect, dacă se neglijează volumul ocupat de tija pistonului la una din cursele de refulare ; dacă însă se ia în considerare acest volum se obține relația :

$$\dot{V}_{s_t} = \frac{\pi}{4}(2.D^2-d^2).l.n \text{ , m}^3/s \qquad (4.12)$$

unde d este diametrul tijei pistonului, m.

<u>Construcția principalelor părți componente ale pompelor cu piston</u>

<u>Plunjerul</u> este un corp cilindric executat în general din fontă și avînd tija din oțel. El este indicat la pompele utilizate pentru lichide cu fază solidă în suspensie sau pentru nămoluri. Diametrul plunjerului fiind mai mic decît al cilindrului pompei nu au loc frecări între cele două subansamble și, drept urmare uzura lor este mai mică.

<u>Pistonul disc</u> este executat din fontă, bronz de mașini, aluminiu etc. Etanșarea între cilindrul pompei și pistonul disc se realizează prin intermediul unor segmenți din oțel sau cu manșete din gutapercă, cauciuc, piele, introduse în canale practicate pe circumferința pistonului (v.fig. 4.8).

<u>Presetupa</u> este un ansamblu de piese, servind pentru etanșare la ieșirea organelor mobile din spații fixe (de exemplu, la ieșirea tijei pistonului din corpul pompei). O presetupă este formată din corpul 1, inelul de presiune 2, bucșele 3 și 4 din

Turbosuflantele de presiuni mici se construiesc cu un singur rotor. Suprapresiunea creată de acestea nu depăşeşte 0,15 at. Pentru presiuni mai mari se construiesc turbosuflante şi turbocompresoare cu mai multe trepte. Turbosuflantele cu mai multe trepte au mai multe rotoare, de dimensiuni egale, cuplate pe acelaşi arbore ; turbocompresoarele au mai multe rotoare la care diametrul scade iar grosimea paletelor creşte spre racordul de evacuare unde presiunea gazului, respectiv, solicitarea mecanică este mai mare.

Presiunea creată de turbosuflantele cu mai multe trepte variază de la 1,3 la 4 ata iar la turbocompresoarele obişnuite 4 - 10 ata şi 30 ata la cele de construcţie specială.

4.1.3.6. Ventilatoare centrifugale şi axiale

Ventilatoarele sînt maşini care transportă gazele la presiunea atmosferică. Suprapresiunea creată de un ventilator serveşte doar pentru învingerea rezistenţelor la curgerea gazului şi pentru a imprima acestuia viteza de curgere.

După principiul de funcţionare se deosebesc două tipuri de ventilatoare : axiale sau cu elice şi centrifugale sau radiale. Un ventilator axial sau cu elice (v. fig. 4.23) constă dintr-o carcasă deschisă la ambele capete în interiorul căreia pe un arbore se află montat un rotor cu palete în formă de elice. Acţionarea ventilatorului se face fie prin cuplarea arborelui la un electromotor, fie prin tirajul natural creat de diferenţa între densitatea aerului într-o incintă şi densitatea aerului

Datorită formei melcate a carcasei şi amplasării excentrice a rotorului secţiunea spaţiului dintre rotor şi pereţi creşte continuu astfel că viteza de curgere a lichidului (energia sa cinetică) scade şi ajunge la ieşirea din pompă la 4 - 5 m/s. Are loc în acest fel un proces invers de creştere a presiunii statice a lichidului care este maximă la ieşirea din pompă. Aceasta este convertită apoi, în funcţie de cerinţele sistemului deservit de pompă, în alte forme de energie (cinetică, potenţială etc.).

Pentru o schimbare gradată, fără variaţii bruşte de viteză, a direcţiei de curgere a lichidului la ieşirea dintre paletele rotorului, pe pereţii interiori ai carcasei se asamblează sau se toarnă un aşa numit dispozitiv director sau stator. Acesta poate fi cu palete fixe înclinate opus faţă de cele ale rotorului, sau în forma unor canale inelare sau spirale practicate în pereţii carcasei.

Debitul pompelor centrifuge. Debitul volumic teoretic al pompelor centrifuge se calculează cu relaţia :

$$V_{s_t} = \ell_1(\pi D_1 - n_p \delta_p) v_1 . \sin \varphi_1 = \ell_2(\pi D_2 - n_p \delta_p) v_2 \sin \varphi_2, \quad m^3/s \qquad (4.13)$$

Mărimile din ecuaţia (4.13) reies din figurile 4.10 şi 4.11, unde s-a reprezentat mişcarea lichidului în pompă şi paralelogramul vitezelor la intrarea şi ieşirea dintre paletele rotorului :

w_1, w_2 sînt vitezele relative ale lichidului faţă de paletă la intrarea şi ieşirea din rotor ;

v_{p_1}, v_{p_2} - vitezele periferice cu care lichidul este antrenat în rotaţie, la intrarea şi ieşirea din rotor ;

compresorului ; totodată, datorită inerției supapelor și frecărilor, deschiderea supapei de aspirație se face cînd presiunea gazului în compresor atinge o valoare corespunzătoare punctului 1' - mai mică decît presiunea p_1 ; gradientul de presiune $p_1 - p_{1'}$ servește pentru învingerea inerției supapei de aspirație și a frecărilor la aspirație. După aspirație are loc comprimarea politropă 2-3" pînă la o presiune $p_{3''}$ mai mare decît presiunea p_2 ; gradientul de presiune $p_{3''} - p_2$ servește pentru învingerea inerției supapei de refulare și a frecărilor la refulare. Cursa de refulare se termină în punctul 4 ; revenirea pistonului în punctul 1' de unde începe o nouă aspirație se face, la compresorul real, printr-o destindere politropă a fracțiunii de gaz εV_1 care rămîne permanent în corpul compresorului și se numește volumul de gaz din spațiul mort. Mărimea ε se numește coeficient de spațiu mort și este dată de relația :

$$\varepsilon = \frac{V_o - V_1}{V_1} \qquad (4.27)$$

Volumul de gaz din spațiul mort ocupă în compresor volumul xV_1 în momentul începerii aspirației gazului din exterior. Rezultă că V - volumul efectiv de gaz aspirat în compresor este mai mic decît V_1 - volumul descris de piston. Raportul V/V_1 se numește grad de umplere a compresorului :

$$\eta_v = \frac{V}{V_1} \qquad (4.28)$$

Din figura (4.19.b) se observă că :

$$V = V_1 - (xV_1 - \varepsilon V_1) = V_1(1 - x + \varepsilon)$$

sau :

$$\frac{V}{V_1} = \eta_v = 1 + \varepsilon - x \Rightarrow x = 1 + \varepsilon - \eta_v \qquad (4.29)$$

4.1.2.2.1. Pompe cu piston

Pompele cu piston sînt încă mult utilizate în situațiile cînd trebuie transportate debite mici de lichid dar la presiuni (înălțimi manometrice) ridicate.

In principiu o pompă cu piston (v. fig. 4.6) constă din corpul sau cilindrul pompei 1, pistonul 2, cu tija 3, supapele de admisie 4 și de refulare 5 și sistemul de acționare 6. Pistonul execută o mișcare alternativă de "du-te - vine" în interiorul corpului pompei și în timpul acestei mișcări lichidul de transportat este aspirat și evacuat din pompă prin spațiul supapelor. Deschiderea și închiderea supapelor se realizează fie printr-un sistem comandat (de exemplu un ax cu came) fie pe seama presiunii și depresiunii create în interiorul pompei la deplasarea alternativă a pistonului. Pentru lichide care conțin fază solidă în suspensie se utilizează pompe cu piston plonjor sau plunjer (v.fig. 4.7). La deplasarea plunjerului 4 spre dreapta se creează o depresiune în corpul 5 al pompei datorită căreia lichidul se ridică prin conducta de aspirație 1 și umple spațiul liber din corpul pompei ; la cursa inversă,datorită presiunii lichidului, se închide supapa 3 și se deschide supapa de refulare 6, lchidul fiind evacuat pe conducta 8. Socurile lichidului asupra corpului pompei sînt atenuate de camerele cu aer, sau domurile, 2 și 7.

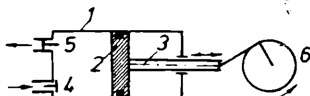


Fig.4.6.

Pompă cu piston disc.

drogen, acetilenă). Dezavantaje : gazul iese din maşină saturat cu vaporii lichidului care formează inelul ; randamentul nu depăşeşte 45 %.

In figura 4.22 este reprezentată o suflantă cu doi lobi numită şi suflantă cu "pişcoţi". Maşina constă dintr-o carcasă aproximativ eliptică în secţiune transversală, în interiorul căreia se rotesc în sensuri opuse două pistoane avînd în secţiune forma unor lobi sau a unor pişcoţi. Pistoanele se rotesc etanş atît între ele cît şi faţă de carcasă şi gazul este transportat dinspre aspiraţie spre refulare în celulele formate între piston şi carcasă.

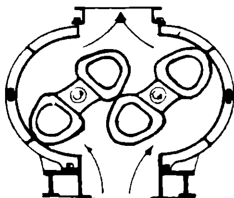


Fig. 4.22.
Suflantă cu doi lobi .

Suflantele comprimă şi transportă gazele la presiuni care nu depăşesc 5 at.

4.1.3.5. Turbosuflante şi turbocompresoare

Turbosuflantele şi turbocompresoarele au principiul de funcţionare asemănător cu al pompelor centrifuge : sub acţiunea forţei centrifuge gazul este aspirat între paletele unui rotor şi apoi comprimat şi transportat spre racordul de evacuare. Datorită vîscozităţii mici a gazelor, paletele rotorului sînt subţiri şi în număr mai mare faţă de cele de la rotorul pompelor centrifuge ; de asemenea carcasa are diametrul mai mare.

robinetul de reglaj 4. După punerea în funcţiune a motorului care acţionează pompa, se deschide treptat robinetul 4 şi, pentru fiecare poziţie a sa, se fac citirile la vacuumetrul 2 şi manometrul 3. Inălţimea manometrică efectivă se calculează cu relaţia :

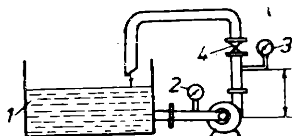


Fig.4.4.

Determinarea înălţimii manometrice efective a pompelor.

$$H_{m_e} = \frac{p_{ref} - p_{asp}}{\rho \cdot g} + h_e, \text{ m} \qquad (4.2)$$

în care :

p_{ref} este presiunea absolută a lichidului pe conducta de refulare, N/m^2 ;

p_{asp} - presiunea absolută a lichidului pe conducta de aspiraţie, N/m^2 ;

ρ - densitatea lichidului de încercare, Kg/m^3 ;

g - acceleraţia gravitaţională, m/s^2 ;

h_e - diferenţa pe verticală între punctele de fixare a celor două instrumente de măsurare a presiunii, m.

Inălţimea manometrică reprezintă, ca sens fizic, înălţimea unei coloane de lichid a cărei energie potenţială este egală cu energia transferată lichidului prin intermediul pompei.

<u>Inălţimea manometrică teoretică a pompei</u>, ţine seama şi de pierderile de energie datorate frecărilor lichidului în corpul pompei.

<u>Randamentul hidraulic al pompei η_h</u>, reprezintă raportul dintre înălţimea manometrică efectivă şi înălţimea manometrică teoretică a pompei :

$$\eta_h = \frac{H_{m_e}}{H_{m_t}} \qquad (4.3)$$

4.1.3.7. Intreţinerea şi exploatarea compresoarelor şi ventilatoarelor. Protecţia muncii

In general proiectarea compresoarelor se face astfel încît să se asigure zece ani de funcţionare continuă a acestora. In timpul funcţionării compresoarelor pot apărea însă unele defecţiuni care, dacă nu sînt depistate şi înlăturate se pot transforma în avarii care pot conduce la distrugerea compresorului. Aceste avarii pot apărea în anumite situaţii şi anume :

- depăşirea sarcinii la care este dimensionată tija;
- uzura excesivă la piston, cilindri, segmenţi şi tijă ;
- spargerea supapelor ;
- vibraţii excesive.

In timpul funcţionării compresorului, întreţinerea constă în verificarea presiunii la diferite etaje, verificarea temperaturii gazului comprimat la ieşirea din fiecare cilindru, supravegherea sistemului de răcire a compresorului, supravegherea sistemului de ungere cu ulei, supravegherea elementelor de mişcare alternativă şi a lagărelor arborelui cotit.

In timpul opririi compresoarelor (la utilajele ce funcţionează discontinuu) se verifică nivelul uleiului în carter, se controlează strîngerea lagărelor reglabile, se demontează şi se verifică supapele care prezintă zgomote anormale în timpul funcţionării.

In timpul exploatării ventilatoarelor este necesară efectuarea unor verificări cum ar fi :

4.1.2.1. Relaţii şi mărimi caracteristice în transportul lichidelor

Mărimile caracteristice implicate în calcule cu scopul alegerii pompelor se referă la sistem (de exemplu, debitul impus, înălţimea manometrică a sistemului, puterea necesară); la pompă (debitul real al pompei, înălţimea manometrică, randamentul pompei), sau, atît la sistem cît şi la pompă (de exemplu, înălţimea de aspiraţie).

Debitul masic al pompei, reprezintă masa de lichid transportat de pompă în unitatea de timp.

Debitul volumic al pompei, reprezintă volumul de lichid transportat de pompă în unitatea de timp. Se face deosebirea între debitul volumic teoretic V_{s_t} şi debitul volumic real V_{s_r} al pompei. Acesta din urmă este mai mic, datorită pierderilor prin neetanşietăţi.

Randamentul volumic al pompei η_v, reprezintă raportul dintre debitul volumic real şi cel teoretic :

$$\eta_v = \frac{V_{s_r}}{V_{s_t}} \qquad (4.1.)$$

Inălţimea manometrică efectivă a pompei este o mărime caracteristică determinată de fabricile constructoare şi înscrisă, împreună cu debitul volumic real, pe placa de timbru aplicată pe pompă. Incercările se fac pe un montaj redat schematic în figura 4.4 : pompa aspiră din rezervorul 1 şi refulează în acelaşi rezervor ; pe conducta de aspiraţie se află montat vacuumetrul 2 iar pe conducta de refulare, manometrul 3 şi

După cum s-a văzut, pentru ca sifonul să funcţioneze, el trebuie să fie în prealabil umplut cu lichid, să fie amorsat. O altă condiţie de funcţionare impune ca presiunea lichidului în punctul cel mai ridicat al sifonului (punctul 1' în fig. 4.13) să fie mai mare decît presiunea vaporilor saturaţi ai lichidului, la temperatura de lucru. Presiunea statică p' a lichidului în punctul 1' se calculează aplicînd ecuaţia Bernoulli între secţiunea 1-1 şi secţiunea la nivelul punctului 1' :

$$p' = p_1 + \rho \cdot g \left(\Delta H_1' - \frac{w^2}{2 \cdot g} \right) - \Delta p_{f_1} \qquad (4.16)$$

In relaţia (4.16) ΔH_1 este diferenţa de nivel între punctul 1' şi suprafaţa lichidului din vasul superior, m ;

w - viteza de scurgere a lichidului, m/s ;

p_1 - presiunea care se exercită la suprafaţa lichidului în vasul superior, N/m^2 ;

p' - presiunea statică a lichidului în punctul 1', N/m^2 ;

ρ - densitatea lichidului, Kg/m^3 ;

Δp_{f_1} - pierderile de presiune între secţiunile considerate, N/m^2 ;

g - acceleraţia gravitaţională, m/s^2.

Viteza de scurgere a lichidului prin sifon se calculează aplicînd ecuaţia Bernoulli între secţiunile 1-1 şi 2-2 :

$$g \cdot \Delta H_2 - \frac{w^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} - \frac{\Delta p_{f_2}}{\rho} = 0 \qquad (4.17)$$

sau :

$$w = \sqrt{2\left(g \cdot \Delta H_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho} - \frac{\Delta p_{f_2}}{\rho}\right)} \qquad (4.18)$$

în care : ΔH_2 este diferenţa de nivel între secţiunile 1-1 şi 2-2 ; p_2 - presiunea la ieşirea din sifon ; Δp_{f_2} - pierde-

In procesul izoterm comprimarea se face la temperatură constantă, căldura dezvoltată fiind, integral, eliminată în exterior prin sistemul de răcire al maşinii.

In procesul adiabat comprimarea gazului se face fără schimb de căldură cu exteriorul şi căldura dezvoltată la comprimare serveşte pentru ridicarea temperaturii gazului.

Cele două procese sînt teoretice, nerealizabile pentru că, pe de o parte, oricît ar fi de perfecţionat sistemul de răcire al maşinii există totuşi o anumită rezistenţă la transferul de căldură iar pe de altă parte, nu există posibilitatea unei izolări termice perfecte a compresorului astfel că o parte din căldura dezvoltată la comprimare se pierde în exterior.

In procesul real, comprimarea este politropă, o parte din căldura dezvoltată la comprimare se elimină prin sistemul de răcire al maşinii iar o parte serveşte pentru ridicarea temperaturii gazului.

In schema din figura 4.18 este prezentat un compresor cu piston, al cărui principiu de funcţionare este asemănător cu acela al unei pompe cu piston pentru lichide. Ciclul de lucru al compresorului cuprinde patru faze : aspiraţia sau admisia

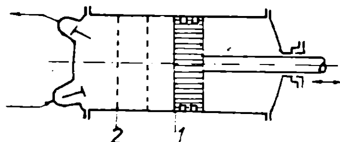


Fig. 4.18.
Compresor cu piston.

cu rotorul cuplat cu arborele motorului prin intermediul unui reductor : transmisia de la motor la reductor se face prin lanț sau curele trapezoidale. In figura 4.25 este prezentat schematic un ventilator centrifugal avînd rotorul cuplat cu arborele motorului printr-un cuplaj elastic.

Ventilatoarele centrifugale au aceleași mărimi caracteristice cu a pompelor centrifuge monoetajate ; înălțimea mano-

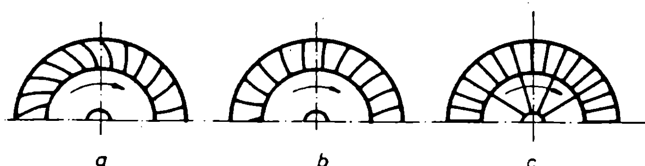


Fig. 4.24.
Rotoare pentru ventilatoare centrifugale.

metrică și puterea se calculează ca la pompele centrifuge. Presiunea totală creată de ventilator se consideră presiunea totală a gazului măsurată pe racordul de ieșire din ventilator. In mod cu totul convențional ventilatoarele se împart în :

- ventilatoare de joasă presiune : $20 < \Delta p_t < 100$ mmH_2O;
- ventilatoare de presiune medie : $100 < \Delta p_t < 300$ mm H_2O ;

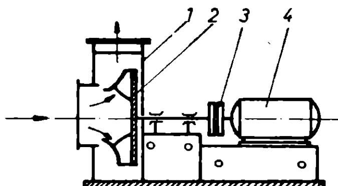


Fig. 4.25.
Ventilator centrifugal cu rotor cuplat prin cuplaj elastic : 1-carcasă; 2-rotor; 3-cuplaj elastic; 4-electromotor.

înainte de punerea în funcțiune a motorului care acționează în rotație arborele și, împreună cu acesta, rotorul, se umple pompa cu lichid ; dacă ea este imersată, umplerea se face de la sine. Se pornește apoi motorul. Lichidul aflat între paletele rotorului este acționat în mișcare de rotație împreună cu acesta și datorită forței centrifuge se deplasează, între palete, spre periferia rotorului. Cum forța centrifugă crește cu raza de rotație, lichidul se va deplasa de la axul rotorului spre periferie cu o viteză (energie cinetică) din ce în ce mai mare. Creșterea energiei cinetice se face pe seama presiunii statice a lichidului, care scade ; se creează în acest fel o diferență între presiunea lichidului în exteriorul pompei și aceea a lichidului la axul rotorului, datorită căreia lichidul pătrunde continuu din exterior între paletele rotorului.

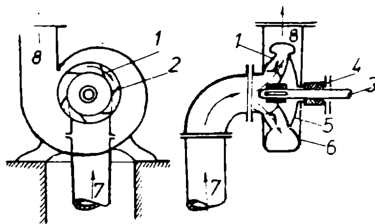


Fig.4.9.
Pompă centrifugă.

La ieșirea dintre paletele rotorului, cu o viteză de 10-15 m/s, lichidul este proiectat între rotor și pereții interiori ai carcasei și se deplasează în sensul de rotație al rotorului.

deschiderea este executată la momente prestabilite prin calcul de către mecanisme acţionate de arborele motor.

O bună funcţionare a pompei este realizată cînd supapele satisfac următoarele condiţii :

- închid perfect trecerea lichidului ;
- nu se blochează la deschidere ;
- opun rezistenţă hidraulică cît mai mică ;
- funcţionează fără zgomot ;
- rezistă la acţiunea corozivă a lichidului.

Supapele se construiesc în multe variante, cum ar fi : supape disc sau plate, supape conice, inelare, sferice, clapete etc. (v. fig. 4.8).

In cazul uzurii nu prea avansate, supapele se pot rectifica în vederea refolosirii lor.

4.1.2.2.2. Pompe centrifuge

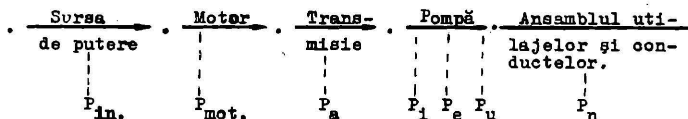
Pompele centrifuge sînt cele mai răspîndite maşini pentru transportul lichidelor. In construcţie clasică, o pompă centrifugă este formată dintr-un rotor 1 (v. fig. 4.9), prevăzut cu paletele 2 şi fixat prin butuc şi canal de pană pe arborele de acţionare 3. Rotorul este amplasat excentric în carcasa 5, sau corpul pompei, care are prevăzut prin turnare spaţiul melcat 6 ; corpul pompei este prevăzut cu racordul axial de aspiraţie 7 şi cu racordul tangenţial de refulare 8. Etanşarea la ieşirea arborelui din corpul pompei se face cu presetupa 4.

Principiul de funcţionare al pompei este următorul :

$$H_a \leqslant \frac{p_b}{\rho \cdot g} - \frac{p_v}{\rho \cdot g} - h_{p_a} \text{ , m} \qquad (4.6)$$

Deoarece ultimii doi termeni în ecuaţia (4.6) au valoare negativă există posibilitatea ca şi înălţimea de aspiraţie să rezulte cu semn negativ. In astfel de situaţii pompa va trebui să fieamplasată sub nivelul lichidului din spaţiul de aspiraţie ; pompele care lucrează în aceste condiţii se numesc înecate sau imersate. Pentru apă la temperatura de 15°C înălţimea de aspiraţie este $H_a \leqslant 6$ m. Dacă temperatura de lucru este mai mare, înălţimea de aspiraţie scade.

<u>Calculul puterilor în transportul lichidelor</u>. Puterile care se definesc la un agregat de pompare reies din schema de mai jos :



$P_{in.}$ este puterea instalată a sistemului de acţionare ;
$P_{mot.}$ - puterea motorului ;
P_a - puterea de antrenare ;
P_i - puterea indicată ;
P_e - puterea efectivă ;
P_u - puterea utilă ;
P_n - puterea necesară.

Raportînd două cîte două puterile menţionate, se pot defini următoarele randamente :

- randamentul transmisiei dintre motor şi pompă, $\eta_{tr} = P_a/P_{mot.}$, ţine seama de pierderile de energie determinate de sistemul

randamentul [illegible] al pompei $= P_i/P_a$, ţine

cu care se calculează lucrul mecanic în procesele de comprimare.

Pentru comprimarea izotermă a unui gaz perfect, corelația între p și V se stabilește pe baza legii Boyle - Mariotte :

$$V = \frac{nRT}{p}, \ m^3$$

cu care se calculează lucrul mecanic :

$$L_{m_{iz}} = n\ R\ T\ \ln \frac{p_2}{p_1}, \ J \qquad (4.24)$$

Pentru comprimarea adiabată se scrie :

$$p\ V^k = p_1 V_1^k = \ldots = \text{const.} \qquad (4.25)$$

de unde

$$V = \frac{p_1^{1/k} \cdot V_1}{p^{1/k}}$$

care introdus în relația (4.23) conduce la soluția :

$$L_{m_{ad}} = \frac{k}{k-1}\ p_1 V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right], \ J \qquad (4.26)$$

Cu ecuația (4.26) se calculează lucrul mecanic la comprimarea adiabatică ; coeficientul adiabatic $k = C_p/C_v$ unde C_p este capacitatea calorică molară a gazului la presiune constantă iar C_v - capacitatea calorică molară la volum constant.

Lucrul mecanic la comprimarea politropă se calculează tot cu relația (4.26) în care, în locul coeficientului adiabatic se folosește un coeficient politropic ; pentru aer coeficientul politropic are valoarea 1,3.

In relațiile pentru calculul lucrului mecanic în comprimare p_1 și V_1 reprezintă presiunea și volumul gazului în compresor după aspirație iar p_2 și V_2 presiunea și volumul gazului în compresor după comprimare.

PARTEA a II-a

OPERATII UNITARE

Capitolul 4. OPERATII UNITARE CU TRANSFER DE IMPULS

4.1. TRANSPORTUL FLUIDELOR

Fluidele se deplasează prin conducte, canale şi aparate sub acţiunea unei energii primite din exterior sau - în cazul lichidelor - sub acţiunea energiei potenţiale creată de o diferenţă de nivel.

Transferul energiei de la o sursă exterioară la fluid se realizează prin intermediul unor utilaje statice sau al maşinilor. In practică atît utilajele statice cît şi maşinile sînt denumite cu termeni ca : pompe, ventilatoare, turbocompresoare, injectoare, ejectoare etc. In continuare denumirea de pompă se va referi, în principal, la utilajul utilizat pentru transferul energiei de la o sursă exterioară la un lichid.

Energia consumată din exterior este convertită prin intermediul utilajelor amintite,funcţie de cerinţe,în energie de presiune,energie potenţială şi energie cinetică a fluidelor.

Comparaţie între pompele centrifuge şi cele cu piston

Deşi pompele centrifuge au un randament cu 10 - 15 % mai mic decît al pompelor cu piston, au faţă de acestea avantaje incontestabile, din care se amintesc :

- dimensiuni reduse (gabarit redus) şi posibilitatea de a fi cuplate direct la electromotor. Aceste aspecte fac ca preţul de cost de investiţie, montare şi exploatare să fie mai redus decît al pompelor cu piston ;

- pompele centrifuge sînt convenabile cînd se operează cu debite mari de lichid în sisteme cu înălţimi manometrice mici ;

- sînt indicate pentru transportul lichidelor cu fază solidă în suspensie, deoarece nu au supape care s-ar deteriora în aceste condiţii ;

- debitul pompelor centrifuge creşte uniform şi nu pulsatoriu ca la cele cu piston ; reglarea debitului se face uşor, printr-un simplu robinet montat pe conducta de refulare ;

- subansamblele pompelor centrifuge pot fi executate din materiale rezistente la agenţi corosivi (porţelan, sticlă, teflon, materiale ceramice etc.).

4.1.2.2.3. Pompe rotative

La pompele de acest tip,pistoanele se rotesc etanş într-o carcasă fixă. Caracteristicile de bază ale pompelor rotative sînt :

- lipsa supapelor ;

lația (4.33) devine :

$$V_c = \eta_u \cdot A \cdot \ell \cdot n_1 \quad , m^3/s \qquad (4.34)$$

In cazul compresorului cu piston cu dublu efect debitul de gaz comprimat se calculează în mod asemănător, dar volumul V_1 - descris de piston la o rotație a sistemului de acționare este :

$$V_1 = (2A - a) \cdot \ell \qquad m^3 \qquad (4.35)$$

în care a - secțiunea tijei pistonului.

Inlocuind V_c în relația (4.26) se obține :

$$P = \frac{n}{n-1} p_1 \cdot V_c \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right] \frac{1}{1000}, \ kW \qquad (4.36)$$

unde: P este puterea necesară în comprimare ;

n - coeficientul politropic introdus în locul coeficientului adiabatic. ;

Puterea motorului care acționează compresorul se consideră:

$$P_m = P/\eta \qquad (4.37)$$

unde η este randamentul total al instalației de comprimare și are valori cuprinse între 0,45 și 0,65.

4.1.3.4. Compresoare rotative

Pentru comprimarea și transportul gazelor la presiuni nu prea ridicate, în locul compresoarelor cu piston cu mișcare alternativă, se folosesc compresoare la care organul principal în mișcare execută o mișcare rotativă.

In figura 4.21 este prezentat compresorul cu inel de lichid sau mașina cu inel de lichid (M.I.L.). El constă dintr-o

- presiuni mari la refularea lichidului, (pînă la 300 at.) ;

- lubrificația se face cel mai adesea chiar de către lichidul transportat ;

- pot transporta lichide cu vîscozitate foarte mare (de exemplu, topituri de polimeri), dar complet lipsite de fază solidă.

In figura 4.13 este dată pompa cu roți dințate, cea mai răspîndită varietate de pompă rotativă. Pompa este formată din pistoanele 2 în forma unor roți dințate care se rotesc în sensuri opuse. Dinții roților se îmbină etanș între ei și tot etanș se deplasează față de carcasa fixă 1, de formă aproximativ eliptică în secțiune transversală. Lichidul este transportat în celulele formate între dinții roților și peretele interior al carcasei. Debitul pompelor cu roți dințate variază de la cîțiva cm^3 pe minut (la pompele dozatoare) pînă la 20 m^3/h. Au uzură mare și fac mult zgomot ; rendamentul lor este cuprins între 0,6 și 0,7.

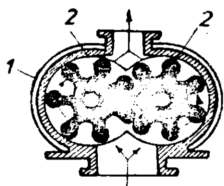


Fig. 4.13.
Pompă cu roți dințate.

4.1.2.2.4. Pompe fără elemente mobile

Pompele din această grupă se caracterizează prin lipsa organelor principale în mişcare. Ele nu servesc propriu-zis pentru transportul lichidelor ci, mai ales, pentru transvazarea sau ridicarea pe verticală a lichidelor corozive.

Ca pompe fără elemente mobile se utilizează sifoanele, montejusurile, injectoarele şi ejectoarele.

In figura 4.14 este arătat principiul de funcţionare al unui sifon : o ţeavă îndoită în formă de U este umplută cu lichid şi scufundată cu ramura mai scurtă în lichidul care trebuie transvazat ; lichidul din ramura mai lungă se scurge sub acţiunea forţei de gravitaţie în vasul inferior şi creează o depresiune în ramura mai scurtă. Datorită depresiunii create lichidul din vasul superior urcă în ramura scurtă şi continuă să se scurgă prin ramura mai lungă pînă cînd nivelul lichidului din vasul superior devine mai scăzut decît capătul ramurii scurte a sifonului.

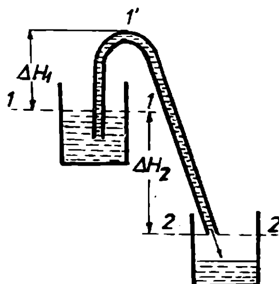


Fig. 4.14.
Principiul de funcţionare al sifonului.

<u>Inălţimea de aspiraţie</u> este o mărime care se referă atît la pompă cît şi la sistemul pe care-l deserveşte. Cunoaşterea înălţimii de aspiraţie este necesară în vederea amplasării pompei. In schema din figura 4.5 se dau elementele implicate în calculul înălţimii de aspiraţie : pompa aspiră lichidul dintr-un rezervor închis sau deschis. Conform principiului conservării energiei, suma energiilor lichidului în secţiunea 1-1 (considerată la suprafaţa lichidului) . este egală cu suma energiilor lichidului în secţiunea 2-2 (considerată la intrarea în pompă), plus energia pierdută, datorită rezistenţelor în curgere pe porţiunea de aspiraţie. Pentru secţiunile considerate, bilanţul macroscopic de energie (ecuaţia Bernoulli în termeni de înălţimi) are forma :

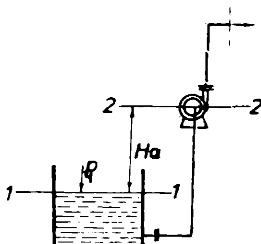


Fig.4.5.

Elemente pentru calculul înălţimii de aspiraţie.

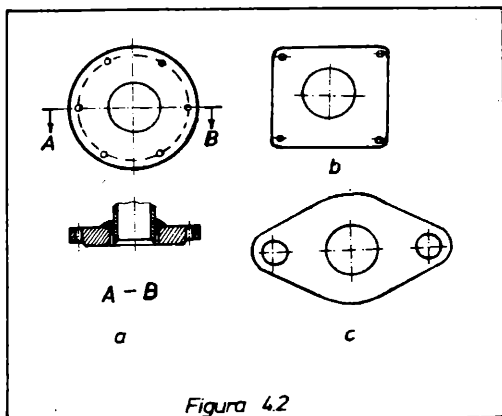
$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2}{2g} = H_a + \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{w_a^2}{2g} + h_{p_a} \qquad (4.4)$$

unde :

p_1 este presiunea care se exercită la suprafaţa lichidului în spaţiul din care aspiră pompa ;

w_1 - viteza de golire a rezervorului din care aspiră pompa ;

H_a - înălţimea de aspiraţie ;



Tipuri de flanşe : a - circulară ; b - pătratică ; c - ovală.

scăpări (scurgeri) de fluid şi nu permit o reglare precisă.

Robinetele cu ventil sînt formate din corpul robinetului, ventilul propriu-zis, scaunul ventilului, o tijă cu filet şi o cutie de etanşare. Deschiderea sau închiderea secţiunii de trecere se realizează prin mişcarea combinată de rotire şi de deplasare axială a tijei.

Robinetele cu sertar - pană sau vanele sînt formate din corpul sau carcasa robinetului, un disc în formă de pană, tija cu filet şi cutia de etanşare.

Atît robinetele cu ventil cît şi vanele permit o reglare mai bună a debitului şi pot fi utilizate şi pentru presiuni mari ale fluidului. Nu se pot folosi pentru fluide cu fază solidă în suspensie deoarece se pot înfunda sau gripa (bloca).

In figura 4.3 sînt date schiţele de principiu ale celor

4.1.1. Conducte şi armături pentru transportul fluidelor

Conducta este un ansamblu de elemente montate pe un traseu determinat prin care se deplasează fluidele (lichide, gaze, vapori) sau amestecuri de aer şi pulberi sau granule de materiale solide.

La alegerea unei conducte trebuie să se ţină seama în primul rînd de natura şi debitul fluidului,de presiunea, temperatura şi agresivitatea sa chimică. Pentru aceasta se consultă STAS-uri, norme interne (N.I.) şi manuale sau îndrumare pentru coroziune.

Traseul conductelor va fi stabilit pe baza următoarelor recomandări :

- traseul cel mai scurt posibil ;
- schimbările de direcţie în număr cît mai redus şi cu coturi rotunjite la 90° ;
- conducta să nu stînjenească amplasarea altor utilaje ;
- acces uşor la robinetele de reglare ;
- pe traseu să se amplaseze cît mai puţine robinete, fără a deranja însă funcţionarea aparatelor sau posibilitatea de a întrerupe intrarea sau evacuarea fluidelor ;
- conductele să nu fie supuse la eforturi străine (să nu susţină sau să sprijine alte utilaje, grinzi, pereţi etc.

Pentru a înlesni citirea planşelor şi a planurilor de situaţii, montarea şi exploatarea conductelor, prin STAS

4.1.3.3. Comprimarea în mai multe trepte

Considerînd $p_{1'} \simeq p_1$ relaţia între volumul xV_1 la care începe aspiraţia şi volumul εV_1 la care se termină refularea se scrie conform transformării politrope :

$$p_1(xV_1)^n = p_2(\varepsilon V_1)^n$$

care, după împărţire prin V_1^n şi extragerea rădăcinii de gradul n, devine :

$$p_1^{1/n} \cdot x = p_2^{1/n} \cdot \varepsilon$$

sau, ţinînd cont de ecuaţia (4.29) :

$$p_1^{1/n}(1 + \varepsilon - \eta_v) = p_2^{1/n} \cdot \varepsilon$$

Ultima ecuaţie rezolvată în raport cu η_v conduce la expresia :

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n} - 1\right] \qquad (4.30)$$

Raportul între presiunea p_2 a gazului după comprimare şi presiunea p_1 a gazului la aspiraţie se numeşte raport de compresie sau raport de comprimare :

$$z = p_2/p_1 \qquad (4.31)$$

Din relaţia (4.30) se vede că, odată cu creşterea raportului de comprimare, gradul de umplere a compresorului scade. Valoarea raportului de comprimare pentru care gradul de umplere devine zero se numeşte limită de comprimare. In mod obişnuit compresoarele industriale cu o singură treaptă au raportul de comprimare z = 6-8, respectiv, dacă p_1 = 1 ata, atunci p_2=6-8 ata.

rile de presiune la curgerea între secțiunile 1-1 și 2-2.

Dacă cele două vase sînt deschise, $p_1 = p_2$ și, neglijînd pierderile, viteza de scurgere prin sifon se calculează cu ecuația pentru căderea liberă :

$$w = \sqrt{2g \cdot \Delta H_2} \qquad (4.19)$$

In figura 4.15 sînt arătate cîteva sifoane în care se evită amorsarea directă, cum este în cazul transvazării lichidelor corosive. Sifonul din figura 4.15.a se amorsează aspirînd aerul din tubul lateral, după ce s-a închis robinetul de

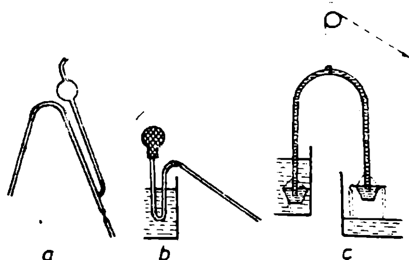


Fig. 4.15.

Sifoane fără amorsare directă : a - cu tub lateral ; b - cu pară de cauciuc ; c - cu saboți.

jos ; cînd lichidul umple ramura din stînga și începe să se scurgă prin cea din dreapta se deschide robinetul de jos, sifonul fiind amorsat. Sifonul din figura 4.15.b se amorsează cu o pară de cauciuc ; cînd se strînge para, aerul iese prin țeava sifonului iar cînd para se destinde, lichidul pătrunde prin orificiul de la baza ramurii îndoită în formă de U și

$$P_a = \frac{H_{m_e} \cdot \rho g \cdot V_{s_r}}{1000 \cdot \eta_p}, \text{ kW} \qquad (4.8)$$

Dacă pompa aleasă nu satisface condiţia $Hm_e \geq Hm$ şi,sau,cerinţele de debit $Vs_r \geq Vs$,se vor lega în serie,respectiv în paralel mai multe pompe sau se alege alt tip de pompă.

Puterea motorului P_{mot} se calculează luînd în considerare randamentul total al agregatului de pompare :

$$P_{mot.} = \frac{H_{m_e} \cdot \rho \cdot g \cdot V_{s_r}}{1000 \cdot \eta_t}, \text{ kW} \qquad (4.9)$$

Puterea instalată P_{in} este mai mare decît puterea motorului, pentru a asigura o rezervă la o eventuală supraîncărcare :

$$P_{in} = P_{mot} \cdot \beta \text{ , kW} \qquad (4.10)$$

unde β este un factor de instalare.

4.1.2.2. Pompe pentru transportul lichidelor

In instalaţiile industriale se utilizează pentru transportul lichidelor o gamă extrem de variată de pompe ; diferenţierea între ele se poate face după foarte multe criterii, cum ar fi : principiul de funcţionare, caracteristicile constructive, materialul de construcţie, debitele şi înălţimea manometrică realizate etc. In continuare sînt date tipurile de pompe mai frecvent utilizate.

- strîngerea şuruburilor de fundaţie ;

- coaxialitatea axului ventilatorului cu axul motorului ;

- starea paletelor rotoarelor.

O atenţie deosebită trebuie acordată lagărelor ventilatoarelor, deoarece acestea se pot defecta uşor provocînd uneori chiar distrugerea rotorului sau a carcasei ventilatorului. De aceea se verifică periodic montarea arborilor în lagăre, încălzirea lagărelor şi valoarea jocului dintre fus şi lagăr.

Pentru evitarea accidentelor în timpul exploatării compresoarelor şi ventilatoarelor trebuie respectate o serie de norme de protecţia muncii cum ar fi :

- toate compresoarele şi ventilatoarele acţionate de electromotoare vor fi dotate cu legaturi la prizele de pămînt;

- compresoarele şi ventilatoarele pentru gaze inflamabile vor fi echipate şi alimentate antiexploziv ;

- toate organele în mişcare şi organele de transmisie vor fi protejate cu apărătoare corespunzătoare ;

- este interzisă amplasarea în aceeaşi încăpere a două sau mai multe compresoare care lucrează cu gaze incompatibile sau cu gaze toxice şi gaze inflamabile diferite.

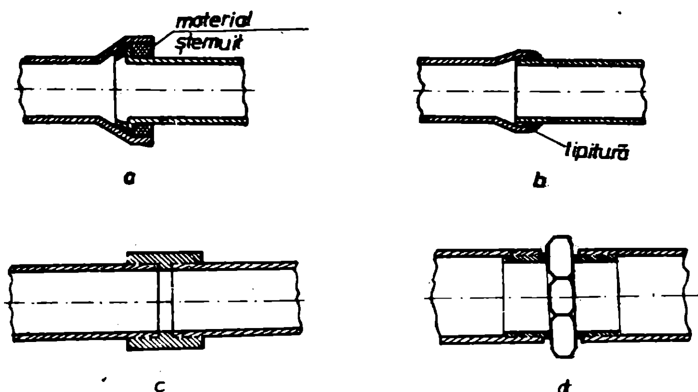


Fig. 4.1.
Tipuri de îmbinări pentru conducte : a - mufă ştemuită ; b - mufă lipită ; c - piuliţă olandeză ; d - niplu.

reglării debitelor sau pentru oprirea completă a curgerii. Dintre numeroasele tipuri de armături cel mai des se utilizează robinetele cu cep, robinetele cu ventil şi robinetele cu sertar - pană sau vanele.

Robinetul cu cep, numit şi cana, este un dispozitiv de închidere format dintr-un dop tronconic cu o gaură transversală (circulară sau eliptică) ; dopul se poate roti într-un locaş, perpendicular pe axa conductei. Robinetele cu cep se folosesc pe conducte cu diametrul mic şi la viteze mici de curgere a fluidului, iar pentru gaze, la presiuni joase. Au o construcţie simplă, sînt robuste dar au ca dezavantaje

gazului în compresor, comprimarea, evacuarea sau refularea gazului şi revenirea pistonului în poziţia pentru o nouă aspiraţie. Din exterior se consumă L_a - lucrul mecanic pentru aspiraţie, L_c - lucrul mecanic pentru comprimare şi L_r - lucrul mecanic pentru refulare. Se reaminteşte că din punct de vedere termodinamic lucrul mecanic primit de sistem (compresorul, în cazul de faţă) are semn negativ deoarece el constituie o pierdere pentru maşina care îl furnizează :

(Lucrul mecanic pierdut de mediul exterior) =
= (Lucrul mecanic primit de sistem)

sau :
$$- L_m = L_a + L_c + L_r \tag{4.20}$$

Admiţînd că aspiraţia se face la presiunea constantă p_1 şi refularea la presiunea constantă p_2 relaţia (4.20) se scrie :

$$- L_m = p_1 \cdot \int_0^{V_1} dV + \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV + p_2 \cdot \int_{V_2}^{0} dV \tag{4.21}$$

sau :

$$- L_m = p_1 V_1 - p_2 V_2 + \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV \tag{4.22}$$

Dar :

$$p_1 V_1 - p_2 V_2 = - \int_1^2 d(pV) = - \int_{V_1}^{V_2} pdV - \int_{p_2}^{p_1} V \cdot dp$$

care introdusă în ecuaţia (4.22) conduce la expresia :

$$L_m = \int_{p_1}^{p_2} V \cdot dp \tag{4.23}$$

punctului de lucru este și cel impus de sistem și dacă el corespunde și randamentului maxim al pompei.

Clasificarea pompelor centrifuge. Pompele centrifuge se pot clasifica după mai multe criterii :

a) după înălțimea manometrică :

- pompe de joasă presiune ($H_{me} < 20$ m H_2O) ;
- pompe de presiune medie ($20 < H_{me} < 50$ m H_2O) ;
- pompe de înaltă presiune ($H_m > 60$ m H_2O).

b) după poziția arborelui motor :

- pompe cu arbore vertical ;
- pompe cu arbore orizontal .

c) după numărul rotoarelor, montate pe arbore :

- pompe cu un singur rotor, sau monoetajate ;
- pompe cu două sau mai multe rotoare, numite bietajate, respectiv polietajate.

d) după caracteristicile constructive :

- cu rotor închis, deschis sau semideschis ;
- cu sau fără stator ;
- cu sau fără presetupă.

e) după modul cum se realizează aspirația :

- cu o singură aspirație ;
- cu dublă aspirație.

Pompele de joasă presiune se construiesc cu un singur rotor iar cele de presiune medie și înaltă cu două sau mai multe rotoare pe același arbore.

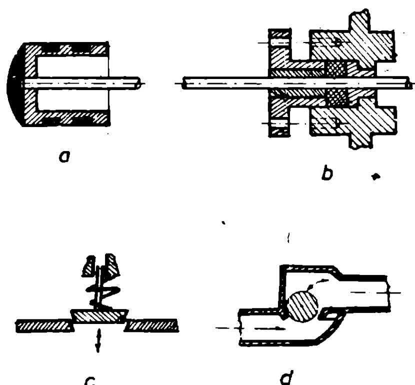


Fig.4.8.

Subansamble ale pompelor cu piston :
a - piston disc ; b - presetupă ;
c - supapă disc sau plată ;
d - supapă sferică.

material anti fricțiune și materialul de etanșare 5 care poate fi cîlți, șnur de asbest, șpan din teflon etc. La strîngerea inelului de presiune materialul de etanșare presează, de ex. pe pistonul 6 realizînd etanșarea. Corpul presetupei este asamblat rigid sau demontabil cu spațiul fix.

Supapele sînt elementele cele mai importante și mai sensibile în exploatarea pompelor cu piston. Ele pot fi cu deschidere automată, sub acțiunea presiunii lichidului și închidere sub acțiunea greutății proprii sau a unui resort, și cu deschidere comandată. La acestea din urmă închiderea sau

v_1, v_2 - vitezele absolute sau vitezele rezultante, cu care lichidul se deplasează între palete ;

φ_1, φ_2 - unghiurile dintre vitezele rezultante şi cele periferice ;

D_1, D_2 - diametrele rotorului, la intrarea, respectiv, la ieşirea lichidului ;

ℓ_1, ℓ_2 - lăţimea paletelor ;

δ_p - grosimea paletelor ;

n_p - numărul paletelor.

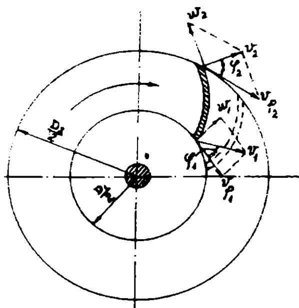


Fig. 4.10.
Mişcarea lichidului între paletele rotorului.

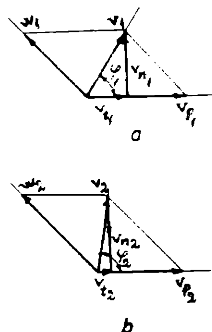


Fig. 4.11.
Paralelogramul vitezelor :
a-la intrarea în rotor ;
b-la ieşirea din rotor.

Debitul volumic real al pompelor centrifuge este legat de cel teoretic prin relaţia (4.1) unde η_v se ia 0,9-0,98.

Inălţimea manometrică teoretică a pompelor centrifuge se calculează pe baza relaţiei :

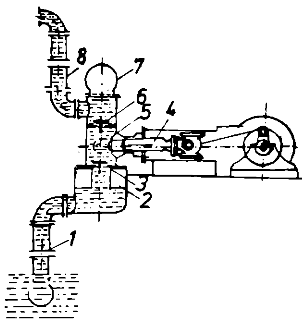


Fig. 4.7.
Pompă cu plunjer.

Pompele cu piston la care refularea se face numai la mişcarea pistonului într-un singur sens se numesc cu simplu efect ; cele care refulează la fiecare cursă a pistonului se numesc cu dublu efect. La pompele cu dublu efect corpul este prevăzut cu cîte două supape de admisie şi două de refulare.

Mai multe pompe cu simplu sau cu dublu efect pot avea pistoanele în legătură cu un arbore cotit comun. Pentru uniformizarea debitului, cuplarea pistoanelor pe arbore se face cu un decalaj de 180, 120 sau 90°. Pompele care funcţionează în acest mod se numesc duplex, triplex, cvadruplex etc.

Debitul teoretic al pompelor cu piston cu simplu efect se calculează cu relaţia :

$$V_{s_t} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \ell \cdot n \quad m^3/s \qquad (4.11)$$

damentul scăzut (15 - 30 %).

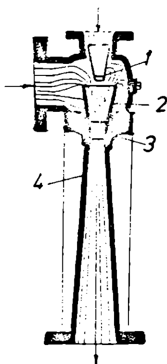


Fig. 4.17.
Injector.

4.1.3. Comprimarea și transportul gazelor

Spre deosebire de lichide, în cazul deplasării gazelor prin conducte și aparate se face, cel mai adesea, și comprimarea sau destinderea lor. Mașinile prin intermediul cărora energia este transferată gazelor sînt : pompele de vid, ventilatoarele, suflantele, turbosuflantele, turbocompresoarele și compresoarele.

4.1.3.1. Moduri de comprimare și de destindere a gazelor. Lucrul mecanic în comprimare

Variația stării unui gaz comprimat sau destins se face prin trei procese : izoterm, adiabat și politrop.

trei tipuri de robinete prezentate.

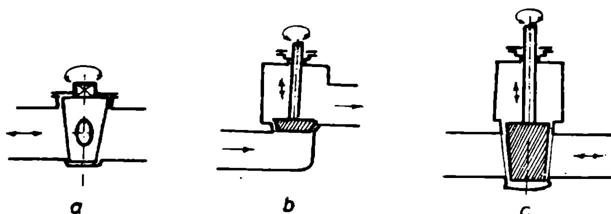


Fig.4.3.

Tipuri de armături : a - robinet cu cep ; b - robinet cu ventil ; c - robinet cu sertar - pană sau vană.

4.1.2. Transportul lichidelor

Deplasarea lichidelor în instalaţiile tehnologice se realizează cu ajutorul pompelor. Sistemul pe care îl deserveşte o pompă sau un grup de pompe este format din spaţiul de aspiraţie, ansamblul de conducte şi armături şi spaţiul de refulare. Pompa sau grupul de pompe, împreună cu sistemul pe care-l deserveşte formează agregatul de pompare.

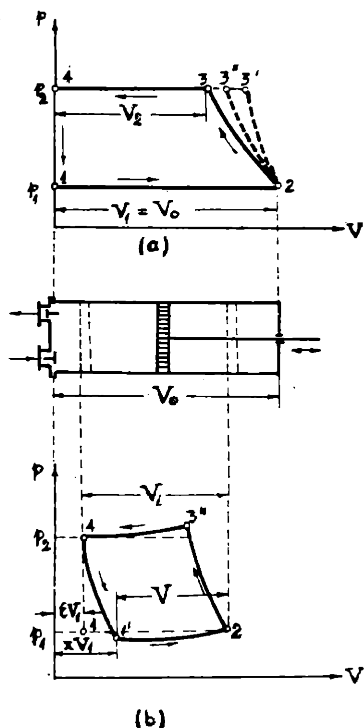


Fig. 4.19.
Diagrama de lucru teoretică şi reală a compresorului cu piston. a - diagrama teoretică; b - diagrama reală.

In cazul compresorului real,(v.fig.4.19.b), datorită grosimii pistonului şi a spaţiului pentru supape, volumul V_1 descris de piston este mai mic decît volumul V_o al cilindrului

indici de calitate mediului de dispersie sau recuperare, dacă cea care prezintă importanță este faza dispersă.

Tabelul 4.1.

Sisteme eterogene

Mediul de dispersie	Faza dispersă	Sistemul eterogen
	Lichid	Ceață
Gaz	Solid	Fum,praf,strat fluidizat
	Gaz	Spumă
Lichid	Lichid	Emulsie
	Solid	Suspensie,strat fluidizat

4.2.1. Separarea sistemelor eterogene gazoase

După modul de formare a fazei disperse sistemele neomogene gazoase se împart în :

- Sisteme mecanice (dispersii mecanice), care se formează în timpul unor operații mecanice cum ar fi : sfărîmarea, măcinarea, sortarea, transportul solidelor sau pulverizarea lichidelor.

In aceste situații particulele fine de solide sau lichide rămîn în suspensie în gazul din încăpere, aparate sau conducte. In cazul sistemelor mecanice, particulele dispersate au dimensiuni cuprinse între 5 și 50 microni.

- Sisteme condensate, care se formează prin condensarea vaporilor într-un gaz sau, în urma unor reacții chimice, cînd produsele de reacție sînt lichide sau solide.

Astfel în procesele de ardere a combustibililor, în special solizi şi lichizi, se formează fumurile, care reprezintă un sistem eterogen format din particule solide şi lichide dispersate într-un amestec de gaze. Un alt exemplu de formare a fumului este reacţia în faza gazoasă dintre amoniac şi acid clorhidric: $NH_3(g) + HCl(g) \rightleftharpoons NH_4Cl(s)$. La reacţia în faza gazoasă dintre trioxidul de sulf şi apă : $SO_3(g) + H_2O(v) \rightleftharpoons H_2SO_4(l)$, acidul sulfuric format determină apariţia ceţei.

Purificarea gazelor de faza dispersă, se face, în principal, prin următoarele procedee :

1. Purificarea mecanică sau uscată a gazelor, în care separarea se face sub acţiunea unor forţe mecanice (forţa gravitaţională, forţa de inerţie, forţa centrifugă, forţa de presiune);

2. Purificarea umedă (spălarea gazelor), care se realizează prin trecerea gazului printr-un lichid (barbotare) sau prin stropirea gazului cu lichid (pulverizare) ;

3. Purificarea electrică, care se realizează sub acţiunea unui cîmp electrostatic ;

4. Purificarea sonică, realizată sub acţiunea unui cîmp de unde ultrasonore.

4.2.1.1. Purificarea mecanică a gazelor în cîmp gravitaţional. Camere de desprăfuire

a. Purificarea sub acţiunea forţei de gravitaţie. Separarea suspensiilor în fazele componente sub acţiunea diferenţiată a gravitaţiei asupra fazelor de densităţi diferite se numeşte

sedimentare în cîmp gravitațional

Viteza de sedimentare. In vid, corpurile cad, sub acțiunea gravitației, cu viteză uniform accelerată :

$$w = g\tau \qquad (4.38)$$

Viteza cu care cad corpurile de dimensiuni mari într-un mediu fluid, gazos sau lichid, se poate calcula cu aceeași relație cu o eroare de 0,05 - 0,1 %. La corpurile cu diametrul sub 100 μ , căderea se face numai la început cu viteză uniform accelerată, deoarece pe măsură ce crește viteza corpului crește și rezistența mediului, din care cauză, mișcarea devine după scurt timp uniformă. Viteza de cădere în acest moment se numește viteză de sedimentare sau viteză de plutire. Valoarea vitezei de sedimentare, w_0, rezultă din egalitatea dintre forța activă, dată de greutatea aparentă a particulei, și forța de rezistență a mediului. Pentru o particulă de formă sferică cu diametrul d și densitatea ρ imersată într-un mediu fluid cu densitatea ρ_f, greutatea aparentă este dată de relația :

$$G = \frac{\pi d^3}{6} (\rho - \rho_f)g \qquad (4.39)$$

Forța de rezistență, determinată de frecarea dintre particulă și mediul fluid și de presiunea dinamică a fluidului, este dată de relația lui Newton.

$$R = \xi \frac{\pi d^2}{4} \frac{w_0^2}{2} \rho_f \qquad (4.40)$$

In relația (4.40) ξ este un coeficient de rezistență, iar $\pi d^2/4$ este proiecția conturului particulei pe un plan perpendicular pe direcția de deplasare.

La echilibru : G = R, adică :

$$\frac{\pi d^3}{6}(\rho - \rho_f)g = \xi \frac{\pi d^2}{4} \frac{w_o^2}{2} \rho_f \qquad (4.41)$$

$$w_o = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{d}{\xi} \frac{g(\rho - \rho_f)}{\rho_f}} \qquad (4.42)$$

Relaţia (4.42) este ecuaţia generală de calcul a vitezei de sedimentare în cîmp gravitaţional.

Pornind de la considerentul că din punct de vedere hidrodinamic, sedimentarea, poate fi considerată o curgere în jurul unui corp, pentru calculul coeficientului de rezistenţă ξ se pot folosi relaţiile prezentate la curgerea în jurul unui corp :

Si la sedimentare se deosebesc, după valorile criteriului Reynolds, trei regimuri :

- pentru $Re < 0,2$ (practic pînă la $Re \simeq 1$) sedimentarea se face în regim laminar (domeniul Stokes) iar $\xi = 24/Re$;
- pentru $0,2 < Re < 500$, regimul de sedimentare este intermediar iar $\xi = 18,5/Re^{0,6}$
- pentru $Re > 500$, corespunde un regim de sedimentare turbulent, iar $\xi = 0,44$.

In relaţiile de mai sus criteriul Reynolds se calculează cu relaţia $Re = d \rho_f w_o / \eta_f$.

Relaţiile de calcul ale coeficientului de rezistenţă, ξ, au fost stabilite experimental pentru particule sferice, cilindrice, plăci netede etc. Influenţa rugozităţii şi a formei particulelor se exprimă prin coeficienţi numerici.

Pentru sedimentarea în regim laminar (Stokes), viteza de sedimentare, după înlocuirea lui $\xi = 24/Re$ în relaţia (4.42) este dată de ecuaţia :

$$w_o = \frac{1}{18} d^2 g \frac{(\rho - \rho_f)}{\eta_f} \qquad (4.43)$$

cunoscută dub numele de legea lui Stokes. La aceeaşi relaţie

se ajunge şi prin egalarea forţei de greutate cu forţa de rezistenţă a lui Stokes :

$$\frac{\pi d^3}{6}(\rho - \rho_f)g = 3\pi d\, w_o \eta_f \qquad (4.44)$$

b. Camere de desprăfuire

Camerele de desprăfuire servesc pentru o purificare grosieră a gazelor. Dimensiunile unei camere depind de productivitate (debitul de gaz) şi de viteza de sedimentare. Principiul de separare a camerelor de desprăfuire este prezentat în fig. 4.27.

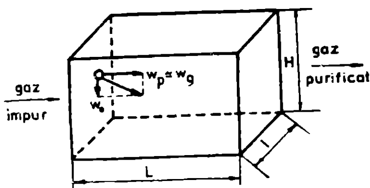


Fig. 4.27.
Principiul camerelor de desprăfuire

Prin pătrunderea gazului impurificat în camera, datorită creşterii secţiunii de curgere viteza gazului scade şi particulele se depun sub acţiunea forţei de gravitaţie. După pătrunderea în cameră particulele solide se găsesc sub acţiunea vitezei liniare a gazului în cameră ($w_p \simeq w_g$) şi a vitezei de sedimentare (w_o), ceea ce determină o mişcare a acestora în direcţia rezultantei acestor două viteze şi se va depune pe fundul camerei .

Condiţia ca particulele să se depună în cameră este ca timpul de sedimentare, τ_o să fie mai mic sau cel mult egal cu timpul de staţionare a gazului în cameră, τ_c .

$$\tau_o \leq \tau_c \qquad (4.45)$$

Timpul de sedimentare depinde de viteza de sedimentare şi de înălţimea camerei : $\tau_o = H/w_o$, iar timpul de staţionare depinde de viteza gazului în cameră şi de lungimea camerei : $\tau_c = L/w_g$. Viteza gazului se calculează din ecuaţia debitului, ţinînd cont că secţiunea de curgere este : $l \cdot x\ H$, şi deci relaţia (4.45) se poate scrie astfel :

$$\frac{H}{w_o} \leq \frac{L}{V_s} (l \times H) \qquad (4.46)$$

La limită : $\tau_o = \tau_c$ şi deci : $H = L \frac{w_o}{w_g}$, iar productivitatea camerei de desprăfuire pentru această condiţie este :

$$V_s = l\ H\ w_g \frac{w_o}{w_g} = lLw_o \qquad (4.47)$$

Prin urmare, productivitatea camerei depinde de suprafaţa de depunere a particulelor şi nu depinde de înălţimea ei. Acest fapt a stat la baza construirii camerelor de desprăfuire cu poliţe (fig. 4.28), în care suprafaţa de sedimentare este mult mărită prin montarea mai multor poliţe orizontale (1), distanţate la 40 - 80 mm.Curentul de gaz intră prin conducta (2), se distribuie între poliţe şi este evacuat prin conducta (3).

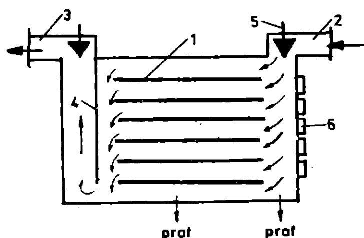


Fig. 4.28. Camera de desprăfuire cu poliţe.

Peretele (4) asigură distribuirea uniformă a gazului pe toate polițele, iar registrele (5) servesc la reglarea debitelor la intrarea și ieșirea din cameră. Praful de pe polițe se curăță periodic prin portițele (6). Camerele de desprăfuire au productivități mari, deși viteza gazului în camere este 0,2 - 0,4 m/s.

Camere de desprăfuire cu pereți despărțitori

Montarea unor șicane pe traseul gazului determină purificarea gazului sub acțiunea forței de inerție.

Principiul care stă la baza separatoarelor inerțiale constă în diferența dintre momentul de inerție al particulelor și al gazului. Astfel, la impactul dintre gaz și pereții despărțitori, gazul ocolește pereții în timp ce particulele se lovesc de șicane și cad în partea de jos.

Un tip de separator inerțial este și cel prezentat în fig. 4.29.

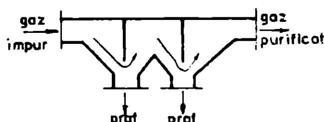


Fig. 4.29.
Cameră de desprăfuire cu pereți despărțitori.

Dezavantajul cel mai mare al acestor camere este rezistența lor mare la curgerea gazului, ceea ce duce la creșterea consumului de energie necesară pentru vehicularea gazului.

4.2.1.2. Purificarea gazelor în câmp centrifugal. Cicloane

Pentru a mări viteza de sedimentare a particulelor solide

din gaz şi pentru o purificare mai avansată se foloseşte acţiunea forţei centrifuge. Cel mai utilizat tip de separator care funcţionează pe acest principiu este <u>ciclonul</u>.

Viteza de sedimentare în ciclon se calculează cu relaţiile folosite pentru camerele de desprăfuire, amplificate cu un factor de separare în cîmp centrifugal, f, care reprezintă raportul dintre acceleraţia forţei centrifuge şi acceleraţia gravitaţională.

Acceleraţia în mişcarea de rotaţie este dată de relaţia :

$$a_n = \omega^2 r \qquad (4.48)$$

în care : ω - viteza unghiulară ; r - raza.

Legătura dintre viteza unghiulară şi viteza periferică de rotaţie, w, este dată de relaţia :

$$w = r\omega \qquad (4.49)$$

şi deci acceleraţia normală de rotaţie se scrie astfel :

$$a_n = \omega^2 r = \frac{w^2}{r} \qquad (4.50)$$

Exprimînd viteza periferică funcţie de numărul de rotaţii în unitatea de timp, n ($w = 2\pi r n$), factorul de separare în cîmp centrifugal se calculează astfel :

$$f = \frac{w^2}{r\,g} \simeq 4\,r\,n^2 \qquad (4.51)$$

iar viteza de sedimentare în cîmp centrifugal devine :

$$w_o = \sqrt{\frac{4\,g\,d(\rho - \rho_f)}{3\xi\,\eta_f}\cdot f} \qquad (4.52)$$

Pentru sedimentarea în domeniul Stokes relaţia de calcul a vitezei devine :

$$w_o = \frac{d^2\,g\,(\rho - \rho_f)}{18\,\eta_f}\cdot f \qquad (4.53)$$

Deoarece în cazul sistemelor eterogene gaz - solid, $\rho \gg \rho_f$ şi deci se poate neglija ρ_f din paranteza membrului drept a

ecuației (4.53), obținîndu-se :

$$w_o = \frac{1}{18}\ \frac{d^2 g \rho}{\eta_f} \cdot f \qquad (4.54)$$

Ținînd cont de expresia lui f , ecuația (4.54) devine :

$$w_o = \frac{d^2\ w^2}{18\,\eta_f\, r} \qquad (4.55)$$

Din ecuația (4.55) rezultă că viteza de sedimentare crește cu pătratul diametrului particulelor, cu pătratul vitezei periferice a gazului și cu scăderea razei de rotație.

Cicloane. Cicloanele sînt aparatele cele mai frecvent utilizate pentru purificarea sistemelor gaz - solid. In cicloane viteza de sedimentare este de 5 - 2500 ori mai mare decît în camerele de desprăfuire, însă pierderea de presiune, datorită rezistențelor în ciclon, crește foarte mult. In cicloane se pot separa particule cu diametre mai mari de 10 μm. Ciclonul este construit dintr-un corp cilindric cu capac la partea superioară și terminat cu o parte conică ; gazul intră tangențial la partea superioară a corpului cilindric. Racordul de intrare a gazului are secțiunea dreptunghiulară. Tubul central, prin care este evacuat gazul purificat, pătrunde pe o porțiune în interiorul ciclonului (fig. 4.30). Gazul intrînd tangențial are o mișcare de rotație elicoidală în interiorul ciclonului. Datorită acestei mișcări, particulele solide se ciocnesc de peretele aparatului și se depun în partea conică a acestuia, de unde sînt evacuate, iar gazul părăsește ciclonul prin tubul central. Există multe variante constructive de cicloane, toate urmărind creșterea eficacității separării și micșorarea pierderii de presiune a gazului la trecerea lui prin ciclon. In fig. 4.30 este prezentat cel mai simplu ciclon cu dimensiunile relative recomandate. Diametrul minim al particulelor ce se de-

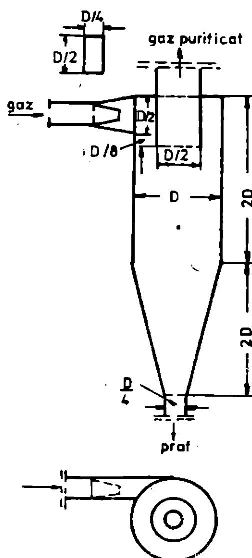


Fig. 4.30.
Ciclon.

pun într-un ciclon este dat de relaţia :

$$d_{min.} = 3\sqrt{\frac{\eta_f \cdot r}{2\pi n w_g \rho}} \quad (4.56)$$

In relaţia (4.56) w_g, reprezintă viteza gazului la intrarea în ciclon, iar n este numărul de rotaţii pînă la depunerea particulei (de obicei n = 1,5).

Purificarea unui gaz este cu atît mai înaintată cu cît în ciclon se pot separa particule cu diametru cît mai mic. Din relaţia (4.56) rezultă că în ciclon se depun particule cu atît mai mici cu cît raza ciclonului este mai mică. Pe baza acestui considerent s-au construit cicloane cu dimetrul mic (150 - 200 mm). Pentru a nu micşora productivitatea, mai multe cicloane cu diametrul mic sînt montate într-o manta paralelipipedică, formînd baterii de cicloane (fig. 4.31).

Cicloanele bateriei au montate în locul ştuţurilor de intrare tangenţiale, benzi elicoidale care imprimă gazului mişcarea spirală.

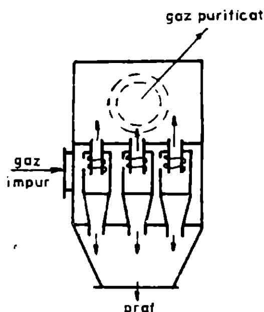


Fig. 4.31.

Baterie de cicloane.

4.2.1.3. Purificarea umedă a gazelor

Această metodă de purificare a gazelor se folosește în cazul în care gazul conține particule solide foarte fine. Ca agent de spălare se folosește în general apa. Purificarea se realizează, fie prin trecerea gazelor prin lichid, fie prin pulverizarea lichidului în gaz.

Funcționarea aparatelor pentru purificarea umedă a gazelor se bazează pe folosirea forțelor de gravitație, de inerție sau centrifuge și, de aceea, există o gamă variată de astfel de aparate.

a) Turnuri de spălare. Turnurile de spălare, numite și scrubere sînt aparate cilindrice goale în interior sau prevăzute cu umplutură, în care are loc curgerea în contracurent a gazului și a lichidului de spălare. Lichidul de spălare este introdus pe la partea superioară a aparatului prin duze de pulverizare sau prin simple dușuri.

In fig. (4.32) sînt prezentate două turnuri de spălare, unul gol și altul cu umplutură. In ambele aparate, principiul de purificare este același : gazul fiind adus în contact cu lichidul, particulele de praf umezite se aglomerează și trec în lichidul de spalare formînd un nămol (șlam).

Eficacitatea turnurilor cu umplutură este cuprinsă între

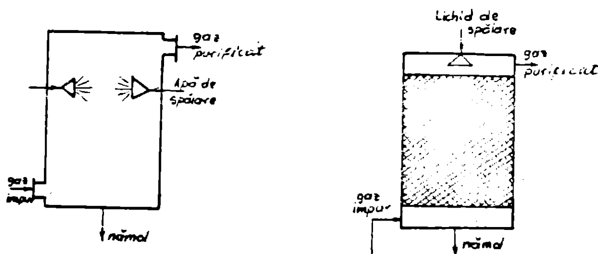


Fig. 4.32. Turnuri de spălare.
a. turn de spălare gol ; b. turn de spălare cu umplutură.

b) Separatoare cu spumă. In aceste aparate lichidul, care curge pe niște grătare, este adus în stare de spumă de către gazul trimis sub grătare prin orificiile acestora. Stratul de spumă, a cărui grosime este cuprins între 40 și 100 mm, se deplasează pe grătar reținînd particulele solide din gaz, iar o parte din lichid împreună cu particulele de dimensiuni mai mari se scurge prin orificiile grătarului. In fig. (4.33) sînt prezentate un separator cu spumă monoetajat și un separator cu trei etaje.

Eficacitatea acestor tipuri de separatoare este de 99 % pentru particule cu dimensiuni minime de 5μm.

c) Spălătoare centrifuge. Aceste aparate se deosebesc de scruberele goale prin modul de introducere a gazului. Intrarea gazului în aceste aparate se face tangențial,ceea ce determină o mișcare elicoidală ascendentă a acestuia. Forța centri-

fugă face ca particulele solide să se depună pe peretele aparatului de unde sînt antrenate de curentul de lichid. Apa este pulverizată în aparat printr-o țeavă centrală prevăzută cu orificii laterale (fig. 4.34). Gazul purificat este evacuat prin

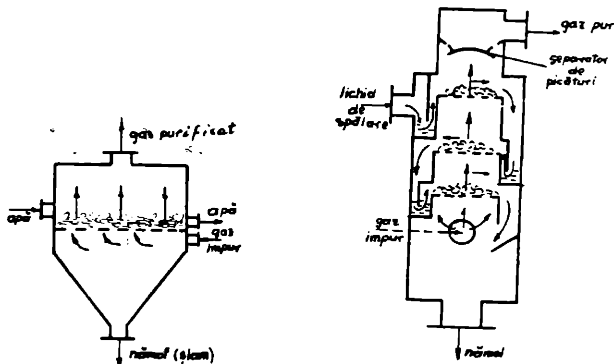


Fig. 4.33. Separatoare cu spumă.
a. separator monoetajat ; b. separator cu trei etaje.

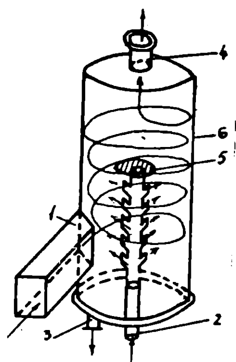


Fig. 4.34.
Spălător centrifugal.

racordul (4) pe care se află niște palete radiale pentru paralelizarea curentului de gaz. Nămolul este evacuat pe la partea inferioară prin racordul (3).

Un tip perfecționat de spălător centrifugal este scruberul Venturi (fig. 4.35). Acesta se deosebește de spălătorul centrifugal descris anterior, numai prin modul de introducere a gazului în aparat. Intrarea gazului se face printr-un tub Venturi,

în interiorul căruia se află duze pentru pulverizarea apei. Apa este pulverizată foarte fin, datorită vitezei foarte mari a gazului (60 - 120 m/s), realizîndu-se o umezire eficientă a particulelor care se separa în aparat. Eficacitatea acestui aparat este de 95 - 99% pentru particule a căror diametru minim poate fi de numai 0,1 - 0,2μm.

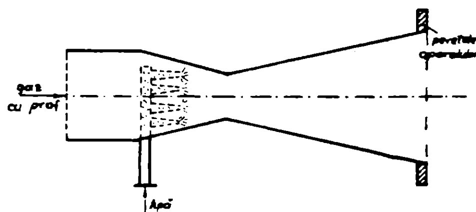


Fig. 4.35.
Scruber Venturi.

d) Spălătoare mecanice. Aceste aparate sînt foarte eficiente deoarece asigură un contact bun între gaz şi lichid prin mişcarea unor elemente mobile. Cel mai utilizat spălător mecanic este dezintegratorul (fig. 4.36). El este format dintr-o carcasă în care se roteşte un ax orizontal prevăzut cu două conuri de tablă perforată şi un disc pe care sînt montate concentric tije orizontale. La periferia discului sînt montate nişte palete care servesc la spălarea şi separarea gazului de apă. Statorul aparatului este prevăzut de asemenea

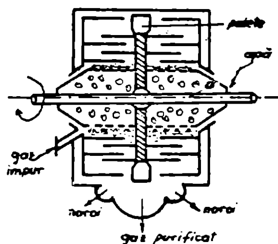


Fig. 4.36.
Dezintegrator.

cu tije concentrice intercalate între tijele rotorului. Apa pulverizată prin conurile perforate se amestecă cu gazul impur introdus în centrul aparatului.

4.2.1.4. Purificarea gazelor prin filtrare

Principiul filtrării mecanice constă în reținerea impurităților la curgerea gazului prin medii poroase sau medii filtrante. Alegerea mediului filtrant se face în funcție de proprietățile chimice ale gazului, de temperatura lui și de dimensiunea particulelor ce trebuie reținute. Mărimea caracteristică în filtrare este viteza de filtrare, care reprezintă debitul de gaz filtrat raportat la unitatea de suprafață a mediului de filtrare. Viteza de filtrare determină dimensiunile aparatului.

Aparatele de filtrare mecanică a gazelor sînt de trei tipuri, în funcție de natura materialului filtrant :

- cu materiale textile (țesături) ;
- cu umplutură ;
- cu tuburi sau plăci ceramice de filtrare.

Cele mai utilizate filtre cu materiale textile sînt filtrele cu saci.

Un filtru cu saci este construit, în principiu, dintr-o placa perforată în care sînt fixați saci de formă cilindrică Capetele superioare, închise, ale sacilor sînt fixate de un cadru legat de un dispozitiv de scuturare. Pînza sacilor permite trecerea gazului, reținînd praful, care prin scuturarea sacilor cade la partea inferioara a filtrului, de unde este evacuat periodic (fig. 4.37).

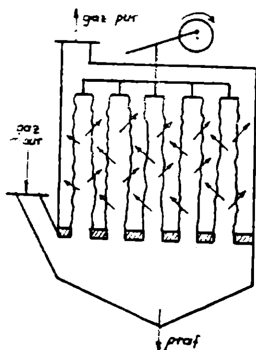


Fig. 4.37.
Filtru cu saci.

Pierderea de presiune în filtrele cu saci este cuprinsă între 60 - 120 mm H_2O. Gazul nu poate avea o temperatura prea ridicata deoarece prin eventualele condensări ale vaporilor din gaze, particulele solide se umezesc şi înfundă porii sacilor. De asemenea temperaturi prea ridicate pot duce la degradarea materialului textil sau chiar la aprinderea acestuia.

Filtrele cu umplutură sînt construite dintr-un corp cilindric umplut cu vată de azbest, de zgura sau pîslă. Ele servesc în special la separarea uleiului din gazele care ies din compresoare. Umplutura este înlocuită sau curaţată periodic.

Filtrele cu tuburi sau plăci ceramice sînt formate dintr-un recipient cilindric sau paralelipipedic în care sînt montate o serie de tuburi sau plăci ceramice (de exemplu porolit) care retin particulele solide din gaz. Aceste filtre realizează o purificare destul de bună a gazelor dar au dezavantajul că au productivitate mică şi cădere de presiune mare.

4.2.1.5. Purificarea electrică a gazelor

Purificarea electrică se aplică atunci cînd dimensiunile particulelor solide din gaz sînt foarte mici. Prin purificare

electrică se poate realiza, teoretic, o îndepărtare totală a impurităților din gaze, dar aceasta ar face procedeul total neeconomic și timpul de staționare al gazului în filtru ar fi foarte mare. De aceea, practic, prin filtrare electrică se reține 98 - 99 % din impurități.

Purificarea electrică se realizează pe baza următorului principiu : la trecerea unui gaz printr-un cîmp electric, creat prin aplicarea unei diferențe de potențial foarte mari (35 - 70 KV) între doi electrozi, gazul se ionizează și transmite sarcina electrică particulelor solide sau lichide aflate în suspensie. Particulele încărcate electric se deplasează spre polul cu sarcină opusă sarcinii pe care o au particulele, se descarcă și se depun pe electrod. Un dispozitiv de scuturare lovește periodic electrodul de depunere și praful cade la partea inferioară a aparatului de unde apoi este îndepărtat. Schema de principiu a unui filtru electric este prezentată în fig. 4.38.

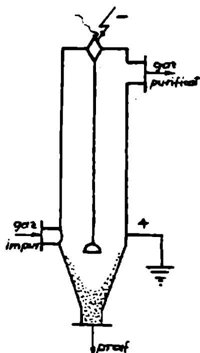


Fig. 4.38.
Principiul filtrului electric.

Aparatele de purificare electrică a gazelor se clasifică, după forma electrozilor, în două clase :

- filtre electrice tubulare ;
- filtre electrice cu plăci.

Ambele tipuri sînt folosite fie la purificarea gazelor uscate (cu praf) și, în acest caz, se numesc filtre electrice uscate, fie la purificarea gazelor umede, numindu-se filtre electrice umede sau precipitatoare electrostatice.

In fig. 4.39 este prezentat, schema-

tic, un filtru electric tubular. El este format din corpul 1, în interiorul căruia sînt montate tuburile 2. Prin centrul fiecărui tub trece un conductor de sîrmă 3, care constituie electrodul negativ. Tuburile sînt legate la polul pozitiv al sursei de curent continuu. Electrozii negativi sînt fixați pe un cadru care se sprijină pe izolatorii 4. Ansamblul tuburilor este scuturat cu dispozitivul 5. Timpul de staționare a gazului în filtru trebuie să fie mai mare sau, cel puțin egal, cu suma timpilor de ionizare a gazului, de transmitere a sarcinii particulelor, de deplasare și de descărcare a particulelor.

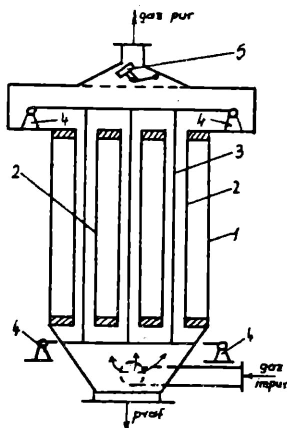


Fig. 4.39.
Filtru electric tubular.

Forța care determină deplasarea particulelor spre electrodul de descărcare este dată de relația :

$$F = n\,e\,E \quad , N \qquad (4.57)$$

în care E este intensitatea cîmpului electric, n - numărul de sarcini elementare, iar e - sarcina electrică elementară.

Ca și cazul sedimentării, acestei forțe i se opune forța de rezistență a mediului :

$$R = \xi \frac{w_o^2}{2} \rho_f \frac{\pi d_p^2}{4} \qquad (4.58)$$

Viteza de sedimentare în cîmp electric rezultă din egalarea acestor două forțe :

$$w_o = \sqrt{\frac{8\,n\,e\,E}{\xi\,\rho_f\,d_p^2}} \qquad (4.59)$$

Pentru sedimentarea în domeniul lui Stokes ($Re < 1$) , $\xi = 24/Re$ şi viteza de sedimentare este dată de relaţia :

$$w_o = \frac{n\,e\,E}{3\pi\,\eta_f\,d_p} \qquad (4.60)$$

Se observă deci că viteza de sedimentare în cîmp electrostatic creşte cu numărul sarcinilor electrice care depinde de gradul de ionizare a gazului. Ionizarea gazului este funcţie de intensitatea cîmpului electric E . Totuşi creşterea intensităţii cîmpului electric este limitată deoarece la o anumită valoare are loc străpungerea gazului ionizat.

Filtrele electrice sînt astfel construite încît să creieze un cîmp electric neuniform. In felul acesta descărcarea gazului nu se produce în întregul volum al gazului ci numai în jurul electrodului, unde intensitatea cîmpului este maximă. Acest fenomen, caracterizat prin apariţia de scîntei şi de zgomote caracteristice, se numeşte efect corona, iar electrodul în jurul căruia are loc descărcarea se mai numeşte electrod coronar. In restul volumului gazului este puternic ionizat şi transmite particulelor un număr mai mare de sarcini electrice.

Filtrele cu plăci sau plase de sîrmă sînt asemănătoare constructiv şi funcţional cu filtrele electrice tubulare, doar că tuburile sînt înlocuite de plăci metalice sau plase de sîrmă.

Căderea de presiune în filtrele electrice este mai mică decît la celelalte aparate de purificare (Δp= 3-30 mm H_2O). Consumul de energie electrică este de asemenea relativ redus, de circa 0,1 - 0,8 Kwh/1000 m^3 gaz.

Un alt avantaj al filtrelor electrice este posibilitatea purificării gazelor cu temperaturi ridicate sau agresive chimic. Filtrele electrice au dimensiuni reduse în comparaţie cu celelalte tipuri de aparate de purificare a gazelor. Prezintă şi unele dezavantaje cum ar fi : au cost ridicat şi o construcţie complicată şi nu pot fi folosite pentru purificarea gazelor inflamabile sau explozive.

4.2.1.6. Purificarea gazelor cu ultrasunete

Purificarea gazelor cu ultrasunete se bazeaza pe proprietatea particulelor solide sau lichide de a se aglomera, datorită vitezelor diferite pe care acestea le capătă sub influenţa undelor sonore. Particulele aglomerate trec împreună cu gazul într-un ciclon, unde se separă.

O instalaţie de purificare sonică constă dintr-un generator de unde sonore plasat într-un turn de aglomerare şi dintr-un ciclon separator (fig. 4.40).

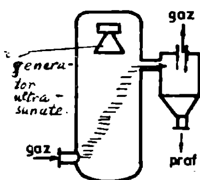


Fig. 4.40. Instalaţie pentru purificarea sonică a gazelor.

Eficienţa separatoarelor sonice este mare şi ele pot fi utilizate şi pentru purificarea gazelor fierbinţi, inflamabile sau explozive. Principalul dezavantaj al acestora este determinat de consumul mare de energie necesar generării ultrasunetelor.

4.2.2. Separarea sistemelor eterogene lichide

Principalele tipuri de sisteme eterogene lichide au fost prezentate în paragraful 4.2. In continuare se tratează numai separarea suspensiilor, ele fiind cel mai des întîlnite în tehnică.

Suspensiile se caracterizează, în general, prin cantitatea de fază solidă dispersată şi prin dimensiunile particulelor solidului. La concentraţii mici în fază solidă, mediul de dispersie - lichidul - îşi modifică puţin proprietăţile. Funcţie de dimensiunea particulelor solide aflate în lichid suspensiile se împart în :

- suspensii grosiere, la care dimensiunile particulelor depăşesc 100 μm;
- suspensii fine, cu dimensiunea particulelor solide cuprinsă între 0,5 - 100 μm ;
- suspensii tulburi, la care faza dispersă are dimensiunile cuprinse între 0,1 - 0,5 μm.

Separarea suspensiilor se poate realiza sub acţiunea forţei de gravitaţie, a forţei centrifuge şi a forţei de presiune.

4.2.2.1. Decantarea

Decantarea sau sedimentarea în mediu lichid este operaţia de separare a fazei solide dintr-o suspensie sub acţiunea

forței de gravitație. Decantarea poate fi caracterizată cu ajutorul relațiilor prezentate la sedimentarea, în cîmp gravitațional, a particulelor solide dintr-un gaz.

Din punct de vedere calitativ, însă, la decantare se întîlnesc unele aspecte specifice. In cazul suspensiilor diluate, cînd granulele nu se influențează reciproc, fiecare particulă se depune independent de celelalte și sedimentarea se realizează cu viteze diferite, funcție de dimensiunea particulelor. Acest tip de sedimentare, caracteristic în special suspensiilor diluate la care faza solidă are o structură grăunțoasă - ca de exemplu nisipul - se numește <u>sedimentare liberă</u>. Viteza de sedimentare, în acest caz, este dată de viteza particulelor care sedimentează cel mai greu. La sedimentarea suspensiilor concentrate, particulele nu se depun independent ci se influențează reciproc, formînd conglomerate - flocoane - care se separă împreună. Acest tip de sedimentare se numește <u>sedimentare frînată</u>.

In fig. 4.41 este prezentată stratificarea unei suspensii în cazul sedimentării libere și frînate.

La sedimentarea liberă, suspensia omogenă la început, formează un singur strat (A) iar după un timp scurt apar trei

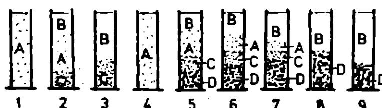


Fig. 4.41.
Sedimentarea liberă (1-3) și sedimentarea frînată (4-5).

zone (A), (B) şi (C). Zona de suspensie (A) scade pînă la dispariţie, în final rămînînd numai două zone : zona limpede (B) şi zona de sediment (C). La sedimentarea frînată se formează după un anumit timp patru zone : zona (B) de lichid limpede care creşte continuu în grosime, zona (A) de suspensie, care scade continuu ; zona (C), un strat de grosime aproximativ constantă în care concentraţia suspensiei variază între concentraţia stratului(A) şi cea a stratului (D) ; zona (D) formată din stratul de particule depuse. Grosimea zonei (D) creşte continuu ducînd la dispariţia zonei (C), dar la sfîrşit ea scade datorită tasării sedimentului (lichidul înglobat în conglomeratul de solid, este eliminat în zona limpede (B) sub acţiunea greutăţii stratului de sediment).

In cazul sedimentării frînate viteza decantării depinde de viteza de formare a conglomeratelor, fenomen numit - floculare - şi de dimensiunile lor. Pentru accelerarea procesului de floculare se adaugă în suspensie substanţe coagulante (var, sodă calcinată sau caustică, alauni etc.).

4.2.2.1.1. Tipuri de decantoare

Decantoarele sînt utilajele în care are loc sedimentarea suspensiilor sub acţiunea forţei de gravitaţie. După desfăşurarea în timp a operaţiei de decantare, decantoarele se împart în : decantoare continue, discontinue şi semicontinue.

In fig. 4.42 este prezentat cel mai simplu decantor discontinuu. El este construit dintr-un bazin care se umple cu

suspensie. După ce s-a realizat sedimentarea, lichidul limpezit se separă cu ajutorul unui sifon acţionat de un scripete. Descărcarea nămolului se face manual sau printr-o vană montată la partea inferioară a bazinului.

In cazul decantoarelor continue atît alimentarea cu suspensie cît şi evacuarea lichidului decantat şi a nămolului se face continuu. Aceste tipuri de decantoare sînt recomandate pentru debite mari de suspensie cu concentraţie mare. a fazei solide.

Cel mai simplu decantor continuu este decantorul conic cu sifon (fig. 4.43).Acest utilaj este format dintr-un corp conic avînd la partea superioară o rigolă circulară pentru evacuarea lichidului clar, iar la partea inferioară un sifon în formă de "S", astfel construit încît să permită modificarea nivelului lichidului în decantor prin înclinarea sifonului. Alimentarea

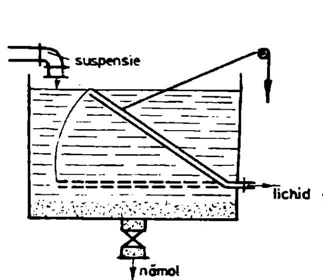


Fig. 4.42.
Decantor discontinuu.

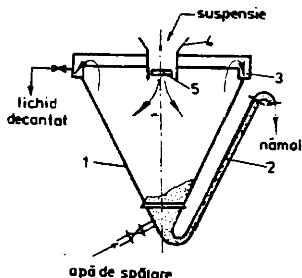


Fig. 4.43.
Decantorul conic cu sifon.

cu suspensie se face printr-o pîlnie cu un gît scurt în care se află un inel plutitor pentru liniştirea curentului la intrarea în decantor. Cînd nivelul sifonului este mai ridicat

concentrația nămolului în fază solidă este mai mare și invers.

Decantorul circular cu brațe (Dorr). Este un decantor continuu, format dintr-un rezervor cilindric de înălțime mică cu fundul drept sau ușor conic (fig. 4.44).

In aparat se află un arbore vertical pe care sînt montate brațe radiale prevăzute cu raclete. Rotirea arborelui cu 0,5 - 0,025 rot/min face posibilă deplasarea sedimentului spre racordul de evacuare a nămolului.

Alimentarea cu suspensie se face la partea superioară printr-un tub central. Lichidul decantat este colectat într-o rigolă la partea superioară și apoi evacuat.

Acest tip de decantor este folosit pentru debite mari și foarte mari-pînă la 3000 m^3/zi de suspensie. Are diametrul cuprins între 1 și 100 m, iar puterea necesară antrenării brațelor este de 0,2 - 5 KW.

4.2.2.2. Filtrarea

Ca și în cazul sistemelor eterogene gaz - solid, prin filtrare se separă solidul dintr-o suspensie prin trecerea acestuia printr-un mediu poros care reține particulele solide.

Prin filtrare, fazele unei suspensii se separă într-un precipitat care conține cît mai mult din faza solidă a suspensiei și într-un filtrat ce conține cît mai puțin solid. Deoarece în majoritatea cazurilor, faza lichidă este o soluție, separarea prin filtrare este de fapt o separare între faza solidă a suspensiei și substanța dizolvată în faza lichidă a suspensiei.

Cînd filtratul este o soluţie valoroasă, precipitatul se spală în vederea recuperării lichidului globat în el.

Schema de principiu a filtrării este redată în fig. 4.45.a. Forţa motoare a filtrării este diferenţa de presiune creată fie de coloana hidrostatică de suspensie fie de o pompă.

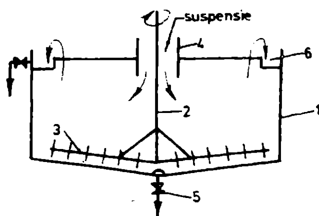


Fig. 4.44.
Decantor circular cu braţe.

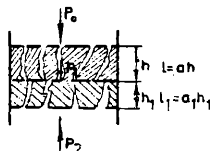


Fig. 4.45.a.
Schema de principiu a filtrării.

Structura procesului. Separarea fazei lichide din suspensie este rezultatul a trei procese :

- un proces de sedimentare prin care particulele solide din suspensia de deasupra stratului filtrant se depun pe suprafaţa filtrantă la fel ca într-un decantor ;

- un proces de depunere a particulelor cu diametrul mai mic decît diametrul porilor materialului filtrant, pe canalele porilor. Aceste particule sînt reţinute fie prin forţe de adeziune fie prin forţe de adsorbţie (exemplu în cazul folosirii carbunelui activ ca material filtrant) ;

- filtrarea propriu-zisă, în care faza lichidă curge prin porii stratului de precipitat şi ai materialului filtrant. In acest proces înălţimea stratului de precipitat

crește iar diametrul porilor stratului de precipitat și mediului de filtrare scade. Rezistența la curgerea fazei lichide crește cu grosimea stratului de precipitat și cu scăderea diametrului porilor precipitatului și ai materialului filtrant.

Cinetica filtrării. Stadiul determinant al filtrării este curgerea filtratului prin stratul de precipitat și prin mediul filtrant. Desfășurarea operației este determinată de o multitudine de factori variabili în timpul filtrării ; de aceea un model care să țină cont de toți factorii este greu de elaborat și, mai ales, este greu de transpus în ecuații de calcul. Din acest motiv s-au elaborat modele simplificate care, completate cu date experimentale pot servi la proiectarea filtrelor și la conducerea rațională a filtrării.

Modelul filtrului ideal (fig. 4.45.b). Filtrul ideal este un strat permeabil, cu fețe paralele, permeabilitatea datorîndu-se unor pori cilindrici, capilari cu diametre constante și egale, perpendiculari și uniform repartizați pe fețele stratului. Acest model ia în considerare numai rezistența stratului filtrant la curgerea filtratului. Datorită diametrului mic al porilor, curgerea este considerată laminară. Viteza de curgere prin pori (egali ca lungime și diametru) este :

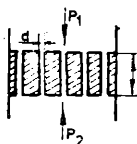


Fig. 4.45.b.
Modelul filtrului ideal.

$$w = \frac{dV}{S d\tau} \qquad (4.61)$$

unde : V - volumul de filtrat, τ - durata filtrării, iar S - secțiunea liberă a porilor. Secțiunea liberă a porilor se

exprimă în funcție de numărul de pori, n, și de diametrul acestora, d.

$$S = n \frac{\pi d^2}{4} \qquad (4.62)$$

Forța de rezistență care echilibrează forța motoare a filtrării este determinată de frecarea în porii mediului de filtrare :

$$\Delta p = \lambda \frac{n.\ell}{d} \frac{w^2}{2} \rho_f \qquad (4.63)$$

Ținînd cont că regimul de curgere în pori este laminar, $\lambda = 64/Re$ se obține :

$$w = \frac{\Delta p \cdot d^2}{32 \eta_f n.\ell} \qquad (4.64)$$

Ecuația debitului de filtrat devine :

$$V_s = \frac{dV}{d\tau} = S\, w \doteq n \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\Delta p\, d^2}{32 \eta_f n.\ell} \qquad (4.65)$$

sau :

$$V_s = \frac{dV}{d\tau} = \frac{\Delta p}{\dfrac{32 \eta_f}{d^2} \dfrac{\ell}{\frac{\pi d^2}{4}}} \qquad (4.66)$$

Ecuația (4.66) permite calculul debitului de filtrat cînd curgerea prin stratul filtrant este determinantă. In această ecuație numărătorul exprimă forța motoare a filtrării iar numitorul rezistența stratului filtrant.

<u>Modelul macrocinetic al curgerii prin stratul de precipitat</u>. Acest model consideră ca treaptă determinantă a procesului curgerea filtratului prin stratul de precipitat, neglijîndu-se rezistența stratului filtrant al cărui rol se limitează la cel de suport al precipitatului. Ecuația modelului macrocinetic considerat poate fi scrisă, în ca[illegible] cel mai general, astfel :

$$V_s = \frac{dV}{d\tau} = \frac{\text{Forţa motoare a procesului}}{\text{Rezistenţa opusă}} \quad (4.67)$$

Forţa motoare este diferenţa de presiune : $\Delta p = p_0 - p_1$ (vezi fig. 4.45) şi deci :

$$V_s = \frac{dV}{d\tau} = \frac{\Delta p}{R} \quad , m^3/s \quad (4.68)$$

Ecuaţia (4.68) se poate scrie, într-o formă mai generală, sub forma :

$$\left(\frac{V}{S}\right)^m = K_1 (\Delta p)^n . \quad (4.69)$$

în care : V - volumul de filtrat, în , m^3 ;

S - suprafaţa de filtrare, în , m^2 ;

τ - timpul de filtrare, în ,s , iar K_1 - o constantă care are valori diferite funcţie de regimul filtrării, astfel :

- pentru filtrarea la presiune constantă (Δp=const):

$$K_1 = \frac{2 \Delta p^{1-s}}{r_1 \eta_f \; x}$$

iar în ecuaţia (4.69), m = 2, iar n = 0.

In expresia lui K_1, s, este un factor de compresibilitate al precipitatului, r_1 este rezistenţa specifică a precipitatului (pentru Δp = 1), iar x este fracţia volumică a fazei solide în suspensie (m^3 solid/m^3 suspensie).

- pentru filtrarea la debit constant :

$$K_1 = \frac{2}{r_1 \eta_f \; x}$$, iar în ecuaţia (4.69)

$$m = 2 \; ; \; n = 1 - s$$

Modelul macrocinetic intermediar. In acest caz se consideră că rezistenţa precipitatului şi a mediului filtrant au influenţă comparabilă asupra vitezei de filtrare. Ecuaţia analitică a modelului macrocinetic intermediar pentru filtrarea

la presiune constantă este :

$$v^2 + 2\,c\,v = K\tau \qquad (4.70)$$

în care : v - capacitatea specifică de filtrare, exprimată în m^3 filtrat/m^2 suprafață de filtrare ; c - o constantă ce caracterizează rezistența mediului filtrant și reprezintă cantitatea de filtrat obținută la depunerea unei cantități de precipitat a cărui rezistență este egală cu rezistența unității de suprafață de filtrare, iar K este constanta de filtrare caracteristică stratului de precipitat.

Constantele filtrării c și K se determină experimental pe filtre de laborator. Tot în laborator se determină și durata optimă a filtrării.

<u>Dimensionarea filtrelor</u>. Cunoscînd productivitatea filtrelor, exprimată prin volumul V de filtrat, după determinarea experimentală a constantelor filtrării și a duratei optime a filtrării, din ecuația (4.70) se calculează capacitatea specifică de filtrare, v, din care rezultă suprafața necesară a filtrului :

$$S = \frac{V_\tau}{v} \quad , m^2$$

Se adoptă apoi din cataloage un filtru convenabil. Dacă suprafața ce rezultă din calcul, depășește suprafața filtrelor catalogate se adoptă mai multe filtre care vor forma după montaj o baterie de filtre.

Calculul vitezei de spălare și a debitului de lichid de spălare

Ecuația (4.70) poate servi și la calculul vitezei de spălare a precipitatului, dacă vîscozitatea lichidului de spălare este aceeași (sau apropiată) cu a filtratului și dacă lichidul de spălare și filtratul parcurg prin filtru același traseu. Expresia vitezei de spălare se obține prin diferențierea ecuației (4.70).

$$2\ v\ dv + 2\ c\ dv = K\ d\tau \qquad \text{de unde}$$

$$w_{sp} = \frac{dv}{d\tau} = \frac{K}{2(v+c)}\ ,\ m/s \qquad (4.71)$$

Debitul de lichid de spălare este deci :

$$V_{s_{sp}} = w_{sp} \cdot S \qquad (4.72)$$

în care S - suprafața de filtrare.

Factorii ce influențează filtrarea

În filtrare intervin un număr mare de factori referitori la suspensie, filtrat, precipitat, materialul filtrant și regimul de filtrare. Corelarea tuturor factorilor în vederea alegerii și exploatarii raționale a aparatului de filtrare, reclamă multă experiență și cunoașterea sensului în care acționează factorii. In continuare sînt prezentați factorii cei mai importanți care influențează filtrarea :

- Suspensia se caracterizează prin concentrația ei în fază solidă, granulometria și structura particulelor solide

aflate în suspensie. Se separă mai ușor suspensiile concentrate în care faza solidă este formată din particule de dimensiuni cît mai mari și de structură grăunțoasă. Suspensiile în care faza solidă are structură amorfă dau în general precipitate compresibile cu permeabilitate mică și care nu permit viteze de filtrare mari.

- Materialul filtrant trebuie să rețină cît mai mult din faza solidă a suspensiei, să nu se colmateze repede și să se regenereze ușor, să aibă rezistență mecanică și la acțiunea corosivă a suspensiei, să fie ieftin și ușor de procurat. Mediile filtrante pot fi de natură vegetală, animală sau minerală. Dintre materialele vegetale se menționează pînzele de bumbac, iută, in, cînepă etc., iar dintre cele animale se folosesc lîna, părul de cal sau de capră, mătasea naturală, părul de cămilă etc. Ca materiale filtrante de natură minerala se folosesc pînze de metale și aliaje, vată de azbest, zgură, șamotă, nisip, cocs etc. Caracteristica principală a mediilor de filtrare este suprafața de filtrare - suprafața pe care se depune precipitatul și structura poroasă a materialului (mărimea porilor).

- Precipitatul. Un precipitat din granule fine reduce viteza de filtrare prin obturarea porilor mediului filtrant și prin reținerea lichidului prin forțe superficiale, care cresc cu scăderea dimensiunilor particulelor,.Grosimea stratului de precipitat influențează de asemenea viteza de filtrare, cu creșterea grosimii crește rezistența hidraulică și deci scade viteza de filtrare. Grosimea optimă a stratului de precipitat se determină experimental.

- Filtratul. Caracteristica principală a filtratului

este vîscozitatea sa. Influenţa viscozităţii se manifestă atît în procesul iniţial al sedimentării suspensiei şi formării primelor porţiuni a stratului de precipitat cît şi în timpul filtrării propriu-zise cînd filtratul curge prin stratul de precipitat şi prin mediul filtrant. In ambele procese scăderea vîscozităţii are influenţă favorabilă ; în primul proces viscozitatea mică duce la micşorarea rezistenţei la sedimentare a particulelor, iar în al doilea viscozitatea mică duce la o scădere a forţelor de frecare la curgerea lichidului prin stratul de precipitat şi prin mediul filtrant. Scaderea viscozităţii se realizează prin creşterea temperaturii. Creşterea temperaturii are şi alte influenţe favorabile : măreşte viteza unor reacţii de precipitare, scade suprasaturaţia soluţiei favorizînd formarea de cristale mari, uşor de separat. Creşterea temperaturii este însă limitată, deoarece măreşte acţiunea corosivă a suspensiei, poate să provoace degradarea materialului filtrant şi este costisitoare.

- Regimul de presiune. In mod normal mărirea presiunii influenţează favorabil viteza de filtrare. Cînd însă faza solidă a suspensiei este formată din particule de formă lamelară sau cînd precipitatul este compresibil, mărirea presiunii peste o anumită limită, devine nefavorabilă. In practică filtrările se fac la presiune atmosferică, la presiune ridicată (20 - 30 at) sau la vid (0,8 - 0,9 ata). La filtrarea sub presiune se recomandă ca la început presiunea să fie mai mică şi să se ridice treptat pînă la presiunea de regim.

Etapele procesului tehnologic de filtrare

Filtrarea unei suspensii se face în patru etape principale :

1. reținerea fazei solide de către materialul filtrant. La începutul acestei etape mediul filtrant fiind curat particulele solide de dimensiuni mai mici ca diametrul porilor mediului, trec prin pori împreună cu lichidul. De aceea primele porțiuni de filtrat sînt tulburi și ele se readuc încă odată la filtrare ;

2. reținerea fazei solide de către stratul de precipitat ;

3. spălarea precipitatului pentru îndepărtarea substanței solubile și a soluției mamă.

4. regenerarea suprafeței filtrante care constă în îndepărtarea precipitatului urmat de spălarea suprafeței filtrante pentru destuparea porilor. Uneori după etapele 3 și 4 se trece aer prin stratul de filtrare pentru a îndepărta o parte din soluția sau apa cu care este îmbibat.

4.2.2.2.1. Tipuri de filtre

Aparatele folosite pentru filtrare se împart, după modul de funcționare, în filtre cu funcționare periodică și filtre cu funcționare continuă.

a) Filtre discontinue

1) <u>Filtre cu strat granular</u>. Stratul granular este format de obicei din nisip (pentru filtrarea apei, acizilor, sărurilor), marmură sau calcar (pentru suspensii alcaline), antracit (pentru filtrarea apei), mangal (pentru suspensii care conţin gudroane). După productivitatea lor aceste filtre se împart în filtre lente şi filtre rapide.

Un <u>filtru lent</u> este un recipient paralelipipedic sau cilindric, conţinînd un strat granular sprijinit fie pe bulgări mari de pietriş, fie pe placă perforată sau poroasă. Stratul granular este compus din mai multe straturi suprapuse de granulometrie diferită (granulele mai mari sînt mai jos) ; la suprafaţă fiind un strat de 60 - 120 cm grosime, din nisip fin de 0,5 - 1 mm.

Un bun suport pentru stratul filtrant este prezentat în fig. 4.46. El este format din plăci pătrate de beton prevăzute

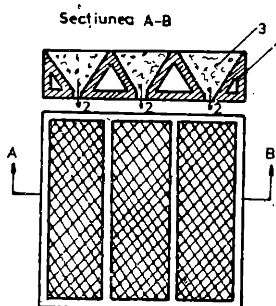


Fig. 4.46.
Suport din beton pentru stratul filtrant
1 - pereţii suportului ; 2 - fante ;
3 - pietriş de 8 - 10 mm.

cu şanţuri cu secţiunea trapezoidală. Fiecare şanţ are la partea inferioară cîte o fantă. In şanţuri se toarnă pietriş de 8 - 10 mm, care în prealabil a fost introdus într-o zeamă de ciment. Prin întărirea cimentului, granulele de pietriş se lipesc între ele şi de pereţii şanţurilor formînd o masă cu pori mari şi cu o rezistenţă mecanică suficientă pentru susţinerea stratului filtrant alcătuit din nisip.

La punerea în funcţiune a unui astfel de filtru se lasă apa să treacă de jos în sus prin stratul filtrant, pentru a îndepărta aerul din nisip, apoi se schimbă sensul de trecere al apei de sus în jos. Timp de 10 - 20 ore de la pornirea filtrului, filtratul este tulbure. Claritatea lui creşte treptat ca efect al formării pe suprafaţa stratului de nisip a unei membrane biologice care reţine nu numai particulele solide foarte fine din apă, ci chiar şi bacteriile. Apa se filtrează încet cu 0,1 - 0,5 m/h sub presiunea hidrostatică a unei coloane de apă de aproximativ 1 m. Cînd viteza de filtrare scade sub limita de economicitate, din cauza colmatării filtrului, el este curăţat prin îndepărtarea stratului de nămol şi a unui strat de 2 - 5 cm din stratul de nisip de la suprafaţă . Cînd colmatarea se face în profunzimea stratului de nisip, filtrul trebuie regenerat prin spălarea sau înlocuirea acestuia. Durata de funcţionare a unui filtru lent este de 2 - 6 luni. Dezavantajul acestor filtre este că au o productivitate mică şi necesită multă manoperă, motive pentru care ele sînt înlocuite cu filtre rapide cu strat granular.

2. Filtre cu pînze de filtrare

Filtrele cu strat granular se folosesc pentru separarea

suspensiilor cu foarte puțină fază solidă dar care nu trebuie recuperată. Pentru suspensiile nu prea concentrate dar la care faza solidă trebuie recuperată se folosesc filtre cu pînze. Există mai multe tipuri constructive de astfel de filtre. Un astfel de filtru este și filtrul nuce. Filtrul nuce industrial este un filtru cu suprafața de filtrare orizontală, fiind construit după modelul filtrelor nuce de laborator. Este format dintr-un recipient cilindric sau paralelipipedic cu sau fără capac, avînd la o anumită distanță de fund, un suport perforat care susține sau formează el însuși mediul de filtrare (fig. 4.47).

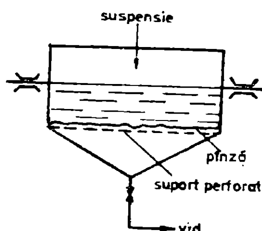


Fig. 4.47.
Filtrul nuce.

Suspensia este adusă deasupra suportului și se filtrează fie la presiune (în acest caz filtrul este prevăzut cu capac) fie la vid (în acest caz spațiul dintre suport și fundul filtrului este racordat la o sursă de vid). După filtrare precipitatul este spălat. Indepărtarea precipitatului se face fie prin descărcare manuală, fie prin basculare.

Există variante perfecționate ale filtrului nuce ; filtre cu racleți pentru uniformizarea precipitatului (pentru evitarea canalelor preferențiale în precipitat) ; filtre nuce etajate, cu basculare etc. Principalele avantaje ale acestui tip de filtru sînt : construcție simplă și robustă, poate fi executat din materiale anticorosive, exploatare simplă. Dezavantajul acestor filtre constă în gabaritul lor mare și consumul mare de manoperă la descărcarea precipitatului.

3. Filtre presă. Aceste tipuri de filtre au o răspîndire largă în industria chimică. Caracteristica lor principală este compactitatea. De asemenea, prezintă avantajul obţinerii unor straturi de precipitat de grosime mare (turte) care pot trece direct la uscare, exploatarea lor este uşoară şi pot fi construite din materiale anticorosive. Filtrele presă pot fi adaptate pentru toate condiţiile obişnuite de filtrare : suspensii uşor sau greu filtrabile, cu conţinut mic sau mare de fază solidă, filtrare la cald sau la rece, filtrări la presiune ridicată etc.

Filtrele presă prezintă şi unele dezavantaje cum ar fi : funcţionare discontinuă, manoperă multă la montare şi demontare, spălare defectuoasă a precipitatului.

Un filtru presă este format din :

- un postament rezistent prevăzut cu două bare orizontale pentru susţinerea elementelor filtrante ;
- elemente filtrante, susţinute prin umerii lor, de barele postamentului. Un filtru presă poate avea pînă la 60 de elemente filtrante ;
- un dispozitiv (şurub sau presă hidraulică) pentru strîngerea elementelor filtrante într-un bloc etanş, etanşarea se face cu ajutorul pînzelor filtrante aşezate între elementele filtrante.

Există mai multe variante constructive de filtre presă. Deosebirile principale constau în forma şi modul de funcţionare ale lelementelor filtrante. In continuare este prezentat filtrul presă cu plăci şi cu rame (fig. 4.48). Este format din rame, reprezentînd cadre dreptunghiulare goale care alternează

cu plăcile care au marginile îngroşate şi ambele feţe striate.

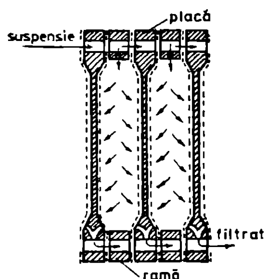


Fig. 4.48.
Filtrul presă cu plăci şi rame cu colectare închisă.

Atît plăcile cît şi ramele au la partea superioară unul sau două orificii care prin strîngerea filtrului formează canalul de alimentare cu suspensie şi care comunică cu spaţiul de filtrare creat de rame. Pînza de filtrare este aplicata pe ambele feţe ale unei plăci. Plăcile comunică cu un canal pentru evacuarea filtratului,creat din orificiile existente în plăci şi rame.

b) Filtre continue

Dezavantajul filtrelor discontinue este productivitatea limitată şi manopera mare în exploatarea lor. Din aceste motive exista tendinţa de a se înlocui filtrele discontinue cu cele cu funcţionare continuă. Principalele tipuri de filtre continue întîlnite în practica industrială sînt :

- filtre continue cu funcţionare la vid. Există mai multe tipuri constructive ale acestor filtre şi anume : filtru cu tobă (tambur) ; filtru cu discuri ; filtre cu bandă şi filtre plane ;

- filtre continue cu funcţionare la presiune. Acestea pot fi cu tobă sau cu bandă. In continuare este prezentat un filtru cu tobă care lucrează la vid.

Filtrul celular Oliver (fig. 4.49).
Acest filtru este construit dintr-un tambur (1) compus din doi cilindri concentrici, orizontali, destul de apropiaţi

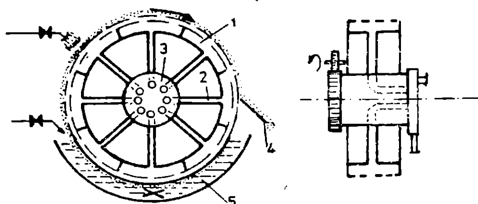


Fig. 4.49.
Filtru cu tobă cu funcţionare la vid (Filtrul, celular Oliver).

între ei. Cilindrul exterior este perforat şi pe el se aplică pînza de filtrare. Spaţiul dintre cei doi cilindri este despărţit în 6 - 20 celule prin pereţi longitudinali dispuşi radial. Fiecare celulă funcţiobeaza independent ca un filtru nuce. Celulele sînt legate la un cap de distribuţie (3) prin conductele (2). Conductele de legătură pornesc de la fiecare celulă şi ajung paralel cu axa de rotaţie, la capetele arborelui. Arborele este sprijinit pe lagăre puternice, unul din capetele acestuia fiind antrenat în rotaţie. La capătul opus arborele are fixat capul de distribuţie, care are rolul de a face legătura celulelor succesiv cu conductele de vid şi de aer comprimat. Capul de distribuţie este format dintr-un disc mobil, fixat pe capătul arborelui, avînd găuri dispuse pe cerc, care comunică cu capetele tuburilor de legătură de la fiecare celulă. Acest disc alunecă etanş pe un disc fix care are pe faţa în contact cu discul mobil două şanţuri ce comunică pe faţa opusă cu conducta de vid şi una sau două orificii care comunică cu conducta de aer comprimat (fig. 4.50).

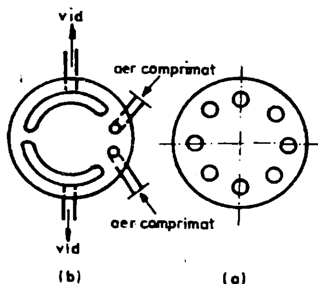


Fig. 4.50.
Cap distribuitor. a - disc mobil; b-disc fix.

Precipitatul este desprins de pe tobă cu un cuțit (4) fixat la o distanță convenabilă de aceasta și paralel cu generatoarea. Suspensia este adusă în cuva (5) în care este agitată continuu pentru a se evita sedimentarea.

Instalația de filtrare este prevăzută cu rezervor pentru suspensie, pompă de vid, rezervor pentru filtrat, rezervor pentru colectarea lichidului de spălare, compresor pentru aer comprimat și un recipient pentru precipitat.

Fazele filtrării sînt :

- aspirarea suspensiei pe suprafața filtrantă ;
- micșorarea conținutului de lichid din precipitat prin continuarea aspirației și după ieșirea din suspensie ;
- spălarea precipitatului prin stropire cu apă ;
- micșorarea conținutului de apă din precipitat prin aspirație și după stropire ;
- slăbirea aderenței precipitatului pe pînză prin

suflare de aer de la compresor ;

- desprinderea precipitatului de pe pînză cu ajutorul cuţitului ;

- regenerarea suprafeţei filtrante (desfundarea porilor pînzei) tot prin suflare de aer.

In timpul unei rotaţii a tamburului fiecare celulă parcurge toate fazele filtrării. Cînd celula se află în cuvă, ea este legată prin tubul de legătură şi capul de distribuţie la conducta de vid şi rezervorul de filtrat. După ieşirea celulei din suspensie ea rămîne, un timp, în legătură cu aceeaşi conductă de vid, aspirîndu-se aer prin stratul de precipitat, aer care antrenează soluţia îmbibată în precipitat. Cînd celula ajunge în dreptul stropitoarelor de apă, ea este pusă în legătură cu a doua conductă de vid şi cu rezervorul de colectare a apei de spălare. După ieşirea celulei din zona de stropire ea mai rămîne un timp în legătură cu conducta de vid şi cu rezervorul pentru apa de spălare, timp în care aerul aspirat antrenează apa îmbibată în precipitat. Inainte ca celula să ajungă în dreptul cuţitului de evacuare a precipitatului ea este pusă în legătură cu compresorul de aer ; aerul comprimat slăbeşte aderenţa precipitatului pe pînza filtrantă. După îndepărtarea precipitatului cu ajutorul cuţitului, celula este din nou în legătură cu conducta de aer comprimat ; aerul suflat prin interior desfundă porii pînzei refăcînd-o pentru un nou ciclu al filtrării.
Construcţia filtrelor tobă atrage după sine cîteva incovenienţe în funcţionare :

- etanşarea insuficientă a celor două discuri ale capului de distribuţie fapt ce duce la pierderi de presiune şi de vid ;

- griparea suprafeţelor şlefuite ale discurilor, prin acţiunea erozivă a fazei solide care ajunge între discuri ;

- degradarea pînzei de către cuţit.

Unele din aceste incoveniente au putut fi eliminate prin variante perfecţionate ale filtrului cu tobă sau prin folosirea altor tipuri de filtre continui. Se întîlnesc în practică filtre cu tobă cu suprafaţă de filtrare interioară (filtrul celular Dorrco), filtrul celular cu discuri, filtrul orizontal, filtrul cu bandă etc.

4.2.2.3. Centrifugarea. Tipuri de centrifuge

Centrifugarea este o tehnică de lucru, în care, pentru îmbunătăţirea sau accelerarea separării sistemelor neomogene, sînt folosite proprietăţile cîmpului centrifugal.

Calculul procesului de separare în cîmp centrifug. Deşi efectele cîmpului centrifug sînt calitativ aceleaşi cu ale cîmpului gravitaţional, există diferenţe importante între cele două cîmpuri de forţe şi anume :

- în interiorul unui sistem în mişcare, cîmpul centrifug nu este omogen, ci variază în lungul normalei la traiectoria sistemului ;

- direcţia forţelor centrifuge este radială, deci ele nu sînt paralele ca în cazul forţei gravitaţionale ;

- intensitatea cîmpului de forţe centrifuge poate fi modificată, variind viteza de rotaţie şi distanţa de la axa de rotaţie.

1. Sedimentarea într-un cîmp centrifug. Viteza de sedimentare într-un cîmp gravitaţional este dată, în regim Stokes de relaţia :

$$w_o = 1/18 \cdot d^2 \cdot \frac{(\rho - \rho_f)g}{\eta_f} \qquad (4.73)$$

Viteza de sedimentare poate fi sensibil mărită prin înlocuirea acceleraţiei gravitaţionale, g, cu acceleraţia în cîmp centrifug. După cum s-a arătat la paragraful 4.2.1.2, acceleraţia normală în centrifuge este : $a_n = \omega^2 r$, unde ω este viteza unghiulară iar r este raza de rotaţie.

Viteza de sedimentare în cîmp centrifug se poate scrie deci:

$$w_{o,c} = \frac{1}{18} \cdot \frac{d^2(\rho - \rho_f)}{\eta_f} \omega^2 r \qquad (4.74)$$

Intensificarea separării în cîmp centrifug este dată de raportul celor două viteze de sedimentare : în cîmp centrifug şi în cîmp gravitaţional :

$$\frac{w_{o,c}}{w_o} = \frac{\omega^2 r}{g} = f \qquad (4.75)$$

Factorul f se numeşte factorul de eficacitate a separării în cîmp centrifug sau, mai simplu, factor de separare. El arată de cîte ori este mai mare viteza de sedimentare în cîmp centrifug faţă de viteza de sedimentare în cîmp gravitaţional.

Ţinînd cont că viteza periferică de rotaţie, w , este legată de viteza unghiulară, ω , prin relaţia $w = \omega r$, factorul de separare se mai poate scrie sub forma :

$$f = \frac{w^2}{rg} \qquad (4.76), \text{ sau}$$

$$f = \frac{\omega^2 r}{g} = \frac{4\pi^2 n^2 r}{g} \simeq 4n^2 r \qquad (4.77)$$

2. Filtrarea în cîmp centrifug. Sub acţiunea forţei centrifuge sînt influenţate favorabil două caracteristici ale

filtrării : viteza de filtrare şi conţinutul final de lichid (umiditatea) în precipitat. Se demonstrează că viteza de filtrare în cîmp centrifug creşte cu f , iar conţinutul de umiditate în precipitat, după centrifugare, este legat, de cel rămas după filtrare sub acţiunea coloanei hidrostatice de lichid, prin relaţia :

$$\frac{\delta_c}{\delta_h} = \sqrt[3]{\frac{1}{f}} \qquad \text{unde : } \sqrt[3]{\frac{1}{f}} < 1 \qquad (4.78)$$

In relaţia (4.78) δ_c este masa lichidului rămasă în precipitat după centrifugare iar δ_h este masa lichidului rămasă în precipitat după filtrarea obişnuită sub acţiunea coloanei hidrostatice de lichid de deasupra precipitatului.

Tipuri de centrifuge

Aparatele în care se realizează centrifugarea se numesc centrifuge. In principiu o centrifugă constă dintr-un tambur fix denumit carcasă sau corpul centrifugei şi dintr-un tambur mobil care se roteşte în jurul axului ; sisteme şi dispozitive de susţinere, de încărcare - descărcare, de antrenare în rotaţie şi de frînare.

Clasificarea centrifugelor. Există mai multe criterii de clasificare a centrifugelor şi anume :

- după mărimea factorului de separare se clasifică în :
  - a) centrifuge normale ($f < 3000$) ;
  - b) supercentrifuge ($f = 3000 \div 100000$) ;
  - c) ultracentrifuge ($f = 10^5 \div 10^8$) ;
- după regimul de lucru centrifugele se împart în :

a) centrifuge continue ;

b) centrifuge discontinue ;

- după construcția tamburului mobil și modul de separare :

a) centrifuge de sedimentare, la care peretele tamburului mobil este plin și separarea fazei solide din suspensie se face prin sedimentare în cîmp centrifug ;

b) centrifuge filtrante, la care peretele tamburului mobil este perforat și, eventual, căptușit cu sită sau pînză filtrantă. In acest caz separarea se realizează prin filtrare în cîmp centrifug.

Centrifuge filtrante cu funcționare discontinuă. Cu astfel de centrifuge se lucrează în șarje ; un ciclu de centrifugare cuprinde următoarele faze : încărcarea, pornirea, centrifugarea la turația de regim, spălarea precipitatului, uscarea (îndepărtarea apei de spălare) prin centrifugare la turație de regim, frînarea (oprirea) centrifugei și descărcarea.

Centrifugele cu funcționare discontinuă se construiesc cu axa verticală. In continuare se prezintă centrifuga discontinuă cu descărcare manuală numită centrifuga cu trei coloane sau centrifuga sprijinită la partea superioară (fig. 4.51). Este construită dintr-un tambur fix (1) sprijinit prin arcuri pe trei coloane (5) dispuse la 120^{o} pe un cerc. Arcurile preiau trepidațiile centrifugei. Tamburul mobil (2) este perforat și armat cu cercuri de rezistență ; un capac inelar acoperă centrifuga. Acest tip de centrifugă este indicată pentru suspensii care se separă greu (durată mare de centrifugare) și la care spălarea se face la turația de regim.

Incărcarea centrifugei se face pe la partea superioară In timpul centrifugării, filtratul din spațiul dintre cele

două tambure este evacuat printr-un ştuţ racordat la conducta de filtrat. Precipitatul depus pe peretele interior al tamburului perforat se descarcă manual, după ce grosimea stratului de precipitat a ajuns pînă la marginea interioară a tamburului perforat. Centrifugele cu trei coloane au factorul de separare între 800 - 1000. Dezavantajul lor este capacitatea de producţie mică şi ciclul de funcţionare destul de îndelungat.

Centrifuge filtrante cu funcţionare continuă. La centrifugele continue alimentarea cu suspensie, spălarea precipitatului, evacuarea filtratului, evacuarea apei de spălare şi a precipitatului se face neîntrerupt. In fig. 4.52 este schiţată

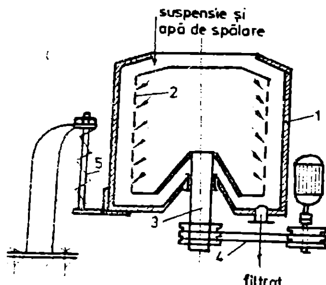


Fig.4.51.
Centrifugă cu trei coloane.
1 - tambur fix ; 2 - tambur mobil ; 3 - arbore ;
4 - curele de transmisie ;
5 - coloană cu arcuri.

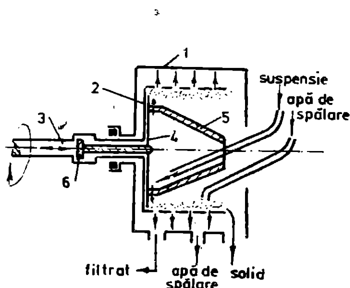


Fig.4.52.
Centrifugă filtrantă continuă cu împingere pulsată a precipitatului (ALFA - LAVAL).

centrifuga continuă cu împingere pulsată a precipitatului. Ea constă dintr-o carcasă fixa (1), tamburul perforat (2), acţionat în rotaţie de arborele (3). Alimentarea cu suspensie se face în interiorul conului (5) fixat de discul (4). Discul (4)

este acționat într-o mișcare de translație de către pistonul hidraulic (6), care execută o cursă de "dute - vino" de 40 - 50 mm. La deplasarea spre dreapta discul rade sedimentul depus și-l îndepărtează spre gura de evacuare. Discul (4), pe care este fixat conul (5) execută și o mișcare de rotație avînd turația aproximativ egală cu a tamburului. Acest tip de centrifugă are productivitate mare, dar dă filtrat tulbure. Se folosește pentru centrifugarea suspensiilor ușor filtrabile.

4.2.3. Exploatarea utilajelor pentru separarea sistemelor eterogene. Protecția muncii

Principalele operații legate de exploatarea diferitelor tipuri de utilaje de exploatare sînt sistematizate în tabelul de mai jos :

Tipul de separator.	Operația de întreținere
1	2
Separatoare mecanice umede.	Se controlează asigurarea cu lichid de stropire la debitul corespunzător. Se urmărește eficacitatea reținerii prafului. Controlul rezistenței hidraulice a separatorului. Controlul nivelului lichidului de stropire.
Filtre cu saci.	Controlul etanșietății conductelor și a spațiului de lucru. Controlul funcționării dispozitivelor de scu-

1	2
	turare.
Filtre electrice	Verificarea tensiunii de alimentare a filtrelor Asigurarea menţinerii valorilor prescrise pentru temperatură, debit etc. Verificarea sistemului de scuturare a electrozilor. Controlul menţinerii în permanenţă a paralelismului şi distanţei electrozilor. Menţinerea etanşietăţii filtrului.
Separatoare sonice.	Controlul funcţionării generatorului de ultrasunete la parametrii prescrişi. Verificarea etanşietăţii utilajului.
Decantoare	Controlul şi asigurarea etanşietăţii conductelor şi armăturilor Curăţirea pereţilor interiori şi a fundului de nămol. Controlul stării racleţilor şi curăţirea acestora (la decantoarele cu braţe).
Filtre prese.	Inlocuirea pînzelor cînd suprafaţa lor este degradată. Verificarea deformabilităţii ramelor şi plăcilor. Verificarea funcţionării sistemului de strîngere.
Filtre cu tambur rotativ.	Asigurarea ungerii conform schemei de ungere. Controlul stării pînzei filtrante şi a fixării ei pe tambur. Controlul etanşărilor instalaţiei de vid şi de aer comprimat. Controlul periodic al capului de distribuţie (starea suprafeţelor inelelor).

Fiecare centrifugă va fi dotată cu o placă pe care se notează încărcarea maximă admisă şi modul de încărcare. Este strict interzisă supraîncărcarea centrifugelor.

Toate centrifugele vor fi dotate cu frîne de oprire, schimbător de curea şi capac de închidere, fixat prin balamale de tamburul exterior fix al centrifugei.

Centrifuga se va pune în funcţiune numai după ce operatorul s-a asigurat că în tamburul mobil nu se găsesc unelte sau alte materiale care ar putea fi proiectate în exterior la pornire.

Dacă după pornire sau în timpul funcţionării centrifugei se observă că ea funcţionează anormal (prezintă trepidaţii, zgomot etc.) operatorul va opri imediat centrifuga şi va anunţa pe cei care au obligaţia de a lua măsuri de remediere.

Centrifugele pentru substanţe inflamabile şi explozive vor fi dotate cu instalaţii şi echipament electric antiexploziv.

4.3. AMESTECAREA

In vederea realizării unor procese fizice şi chimice, materialele aduse în contact trebuie amestecate fie pentru omogenizarea unor proprietăţi (concentraţie, temperatură, umiditate) fie pentru crearea unei turbulenţe care intensifică transferul de căldură şi de masă.

Amestecarea materialelor poate să se realizeze într-un utilaj separat de reactor, în care caz utilajul se numeşte amestecător sau agitator, sau poate să se facă în reactor concomitent cu desfaşurarea procesului chimic ; în ultimul caz, utilajul se numeşte adesea reactor cu agitare.

Sistemul implicat în amestecare poate fi : lichid - gaz ; lichid - lichid ; lichid - solid ; solid - solid şi, mai rar, solid - gaz.

4.3.1. Amestecarea în mediu lichid

In acest tip de amestecare faza continuă o constituie un lichid care urmează să fie amestecat cu un alt lichid, cu un gaz sau cu un solid. Operaţia de amestecare în mediu lichid este deseori numită agitare iar utilajele în care se realizează se numesc agitatoare.

In principiu un agitator constă din dispozitivul de amestecare sau agitatorul propriu-zis, recipientul sau vasul în care

se află materialele supuse agitării şi sistemul de acţionare a agitatorului. Principalele mărimi care caracterizează funcţionarea unui agitator sînt :

- proprietăţile fizice ale masei care se agită (în special densitatea şi viscozitatea) ;
- intensitatea agitării, determinată de turaţia arborelui de acţionare ;
- caracteristicile constructive ale recipientului şi ale agitatorului propriu-zis.

In fig. 4.53 este reprezentat schematic un agitator cu palete, cu următoarele caracteristici constructive : H - înălţimea lichidului în vas, la starea de repaos, m ; D - diametrul interior al vasului, m ; d - diametrul paletei, m ; h - înălţimea paletei, m ; h_1 - distanţa de la baza vasului pînă la paletă, m ; n - turaţia motorului care acţionează arborele agitatorului, 1/s.

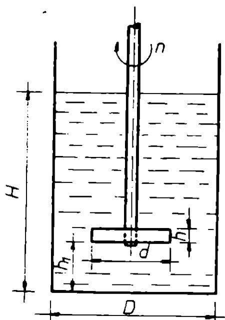


Fig. 4.53.
Elemente constructive caracteristice unui agitator.

Puterea necesară în agitare. Pentru a calcula puterea necesară în agitare se pleacă de la observaţia că din punct de vedere hidrodinamic agitarea poate fi considerată ca un proces de curgere în jurul unui corp ; într-adevăr se poate presupune că paleta reprezintă un corp imersat în jurul căruia fluidul curge ca printr-o conductă avînd diametrul egal cu acela al paletei. Prin urmare, funcţia criterială a agitării va fi asemă-

nătoare funcţiei criteriale a proceselor hidrodinamice sau de curgere. De exemplu, pentru procesul staţionar se poate scrie :

$$f(Eu, Re, Fr, \Gamma_1, \Gamma_2 \dots \Gamma_n) = 0 \quad (4.79)$$

sau, explicitată în raport cu criteriul Euler :

$$Eu = C\ Re^m \cdot Fr^n \cdot \Gamma_1^p \cdot \Gamma_2^q \dots \Gamma_n^z \quad (4.80)$$

care reprezintă ecuaţia criterială a agitării. Criteriul lui Froudé (v.rel.1.89) va avea importanţă numai la agitarea în regim turbulent cînd, la rotirea cu viteză mare a paletei, o parte din lichid este aruncat sub formă de stropi în afara oglinzii lichidului. $\Gamma_1, \Gamma_2 \dots \Gamma_n$ reprezintă criterii geometrice date în acest caz de raportul între mărimile geometrice şi diametrul paletei :

$$\Gamma_1 = \frac{D}{d} \; ; \quad \Gamma_2 = \frac{H}{d} \; ; \quad \Gamma_3 = \frac{h}{d} \; ; \quad \Gamma_4 = \frac{h_1}{d}$$

Criteriul Reynolds în agitare $Re_{ag.}$ se calculează considerînd diametrul paletei ca dimensiune geometrică caracteristică şi viteza medie de curgere la periferia paletei egală cu viteza periferică de rotaţie :

$$Re = \frac{\pi \cdot d \cdot n \cdot d \cdot \rho_f}{\eta_f} \qquad Re_{ag.} = \frac{Re}{\pi} = \frac{\rho_f \cdot n \cdot d^2}{\eta_f} \quad (4.81)$$

Criteriul Euler în agitare $Eu_{ag.}$, se calculează pornind de la relaţia de definiţie (v.rel.1.88) în care în locul presiunii p se introduce $\Delta p = (p_1 - p_2)$ care reprezintă forţa motoare în agitare ; p_1 şi p_2 reprezintă presiunea statică a lichidului în faţa şi în spatele paletei (v.fig.4.54).

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho_f \cdot w^2} \quad (4.82)$$

Expresia (4.82) poate fi modificată în felul următor : se înmulţeşte şi se împarte cu debitul de fluid care se calculează

aici ca produs între viteza periferică de rotație și secțiunea unei conducte cu diametrul egal cu acela al paletei. Se obține

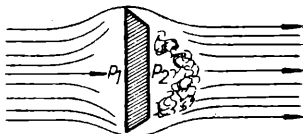


Fig. 4.54.
Mișcarea lichidului în jurul paletei agitatorului.

astfel :

$$Eu = \frac{\Delta p.V_s}{\rho_f(\pi^2 d^2 n^2)(\pi d^2/4.\pi d.n)} = \frac{\Delta p.V_s}{\pi^4/4.\ \rho_f.n^3 d^5}$$

sau, observînd că produsul $\Delta p.V_s$ are dimensiunile unei puteri:

$$Eu = \frac{P}{\frac{\pi^4}{4}.\rho_f.n^3.d^5} \qquad (4.83)$$

Se notează $Eu.\frac{\pi^4}{4} = Eu_{ag.}$ și relația (4.83) devine :

$$Eu_{ag.} = \frac{P}{\rho_f.n^3.d^5} \qquad (4.84)$$

pe baza căreia se calculează puterea P necesară în agitare.

Criteriul $Eu_{ag.}$ se calculează din ecuația criterială a agitării care, pentru agitatoare similare geometric, este dată în literatură sub forma :

$$Eu_{ag.} = \frac{C}{Re^m_{ag.}} \qquad (4.85)$$

Coeficientul C și exponentul m sînt tabelate pentru diferite tipuri de agitatoare.

4.3.1.1. Amestecarea mecanică

In cazul sistemelor lichid - lichid şi lichid - solid, amestecarea se realizează cu ajutorul unor agitatoare mecanice formate dintr-un sistem de palete dispuse pe un arbore care se roteşte prin diferite moduri de acţionare (angrenaj cu roţi dinţate sau cu fricţiune, transmisie prin curele, cuplaj direct etc.). In funcţie de modul cum sînt construite dispozitivele de amestecare, agitatoarele mecanice se împart în patru grupe :

- agitatoare cu palete plane ;
- agitatoare cu elice sau elicoidale ;
- agitatoare cu turbină ;
- agitatoare speciale.

In figura 4.55 sînt prezentate cîteva tipuri constructive de agitatoare cu palete plane. Agitatorul cu paletă dreptunghiulară se foloseşte pentru lichide cu vîscozitate mică şi la agitarea în volum mic. Agitatorul tip cadru se foloseşte tot la lichide cu vîscozitate mică, însă realizează agitarea în volum mare.

Agitatorul tip ancoră este recomandat în cazurile cînd trebuie evitate depunerile de reziduuri insolubile pe pereţii recipientului. Ancora rade depunerile care constituie rezistenţe importante la transferul de căldură şi, prin efectul de agitare, le menţine în suspensie în lichidul din recipient. Agitatoarele tip ancoră se folosesc şi pentru lichide vîscoase, paste, topitură etc.

Pentru a mări eficacitatea agitării uneori se utilizează

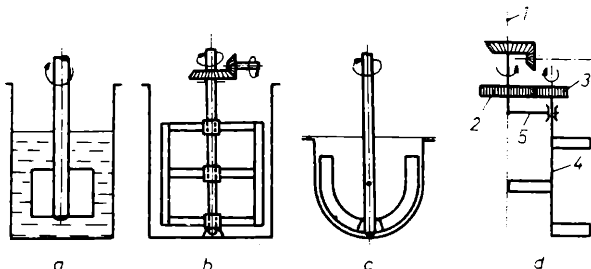


Fig. 4.55.
Agitatoare cu palete plane.
a - agitator cu paletă dreptunghiulară ; b - agitator tip cadru ; c - agitator tip ancoră ; d - agitator planetar.

alte variante constructive, de exemplu agitator cu ancoră şi cadru.

Agitatorul planetar asigură prin construcţie şi funcţionare amestecarea în volum mare dar tot la lichide cu vîscozitate mică : pe arborele (1), acţionat în rotaţie printr-un angrenaj de roţi dinţate, se află montată roata dinţată (2) care, la rîndul ei, antrenează în mişcare de rotaţie roata dinţată (3), fixată prin canal şi pană pe arborele (1) prin braţul (5). Prin această construcţie, la rotirea arborelui principal (1), arborele (4) pe care se află asamblate palete, se roteşte atît în jurul axei proprii cît şi în jurul arborelui principal (mişcare asemănătoare cu a unei planete).

In fig. 4.56 este prezentat un agitator cu elice sau agitator elicoidal ; dispozitivul de amestecare constă dintr-o elice cu două sau cu trei palete, fixată la capătul unui arbore. Elicea are paletele astfel curbate încît la rotirea arborelui să se

creieze curenţi de fluid aproximativ paraleli cu axul. Agitatoarele cu elice se utilizează şi pentru medii cu vîscozitate mare, dar la agitarea în volum mic.

Agitatorul cu turbină (v.fig. 4.57) are un efect de amestecare mai bun decît agitatorul cu elice, dar tot în volum mic.

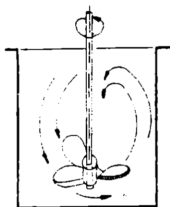


Fig. 4.56.
Agitator cu elice.

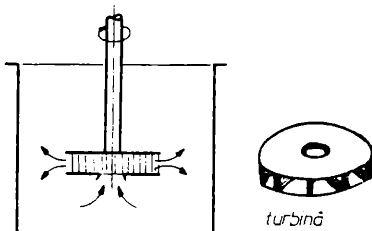


Fig. 4.57.
Agitator cu turbină.

Dispozitivul de amestecare constă dintr-un arbore pe care se fixează una sau mai multe turbine asemănătoare cu rotorul unei pompe centrifuge ; la mişcarea de rotaţie se creiază o depresiune la axul turbinei datorită careia lichidul este aspirat, între paletele turbinei. Sub acţiunea forţei centrifuge, lichidul se deplasează între palete şi este proiectat la periferia turbinei, apoi mişcarea se repetă avînd ca rezultat amestecarea intensă a lichidului.

4.3.1.2. Amestecarea pneumatică

Acest tip de amestecare se utilizează pentru sistemele neomogene gaz - lichid şi vapori - lichid. Procesul poartă uneori

denumirea de barbotare iar dispozitivele corespunzătoare se numesc barbotoare. Cel mai simplu barbotor îl constituie o ţeavă avînd unul din capete cufundat în lichidul ce trebuie amestecat; prin capătul exterior al ţevii se suflă un gaz sau vapori. Bulele de gaz, care se formează la capătul cufundat în lichid, avînd densitate mai mică, capătă o mişcare ascensională deplasînd lichidul spre partea superioară şi spre părţile laterale. Mişcarea lichidului depinde de viteza de ridicare a bulei de gaz ; liniile de curent din lichid au aspectul din fig. 1.28.

Amestecarea pneumatică sau prin barbotare este avantajoasă în cazul cînd aerul (sau alt gaz) constituie unul din reactanţi sau cînd odată cu amestecarea se face şi încălzirea directă cu abur sau gaze calde. De asemenea se preferă amestecarea pneumatică în locul celei mecanice în cazul lichidelor corosive. Cînd este posibil se combină amestecarea mecanică cu cea oneumatică aşa cum se arată în fig. 4.58 : în recipientul (1) se roteşte dispozitivul cu palete (2) ; paletele sînt cave, prevăzute cu orificii prin care se distribuie aerul introdus prin arborele tubular. Rotaţia amestecătorului provoacă agitarea mecanică a lichidului iar bulele de aer sînt răspîndite pe toată secţiunea transversală a recipientului.

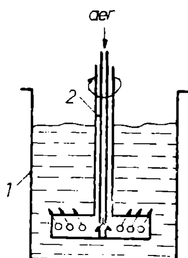


Fig. 4.58.
Agitator combinat.

Amestecarea pneumatică are dezavantajul că necesită un consum mai ridicat de energie decît agitarea mecanică şi nu poate fi utilizată decît la lichide cu vîscozitate mică (pînă la 200 cP).

4.3.2. Amestecarea materialelor granulare, a pulberilor şi a pastelor

Amestecarea pastelor şi a materialelor plastice se situează ca proces într-un domeniu de tranziţie între amestecarea lichidelor şi a materialelor solide pulverulente. Din acest motiv unele utilaje pentru amestecarea lichidelor pot fi folosite şi pentru paste. Pasta poate fi obţinută din amestecul unui lichid cu un solid sau din materiale solide sau lichide care, concomitent cu amestecarea, suferă transformări fizice sau chimice (topiri, reacţii de precipitare etc.).

Utilajul cel mai des utilizat pentru amestecarea probelor este malaxorul. In forma sa clasică malaxorul (v.fig. 4.59) este constituit din carcasa sau corpul (1), cilindric sau semieliptic, în care se roteşte o paletă (2), de diferite forme (cel mai adesea paletele au forma literei Z sau Γ). Paleta se îmbină la un capăt cu arborele de sprijin (3), iar la celălalt capăt cu arborele de acţionare (4) ; acţionarea în rotaţie se face de către un electromotor prin transmisie cu curele trapezoidale, reductor, pinionul (5) şi roata dinţată (6)

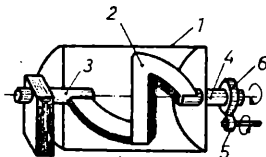


Fig. 4.59. Malaxor.

Există malaxoare cu două palete care se rotesc în sensuri opuse, cu aceeași viteză sau cu viteze diferite.

Materialele de amestecat se introduc în corpul malaxorului fie treptat, prin intermediul unui dozator, fie dintr-o dată.

In fig. 4.60 este prezentat amestecătorul cu șurub elicoidal sau cu șnec utilizat fie pentru paste, fie pentru materiale pulverulente. Utilajul constă din carcasa (1) aproximativ semieliptică în secțiune și arborele (2) pe care se află paletele (3) ; acestea sînt confecționate din tablă de oțel și pot forma, prin construcție, o spirală continuă sau discontinuă.

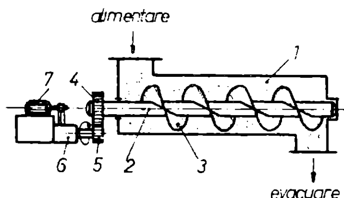


Fig. 4.60.
Amestecător cu șnec.

Materialul, alimentat la unul din capetele carcasei, este antrenat atît într-o mișcare de rotație cît și în una de înaintare datorită șnecului care-l descarcă la celălalt capăt. Rotirea arborelui se realizează de către roata dințată (4), pinionul (5), reductorul (6) și electromotorul (7).

Pentru pastele de mare consistență din industria ceramică se folosesc amestecătoare cu doi arbori pe care se află palete ce formează o spirală continuă sau discontinuă. Arborii se rotesc în sensuri opuse cu viteze diferite ; un arbore

transportă materialul către al doilea care, rotindu-se mai repede, îl returnează către primul. Din aceste mişcări are loc o circulaţie intensă a materialului şi se realizează o amestecare foarte bună. In industria ceramică un astfel de utilaj este denumit de practicieni "malaxor bi ax".

In industria materialelor de construcţii este frecvent utilizat, pentru amestecarea materialelor pulverulente sau pentru paste amestecătorul cu cuvă sau amestecătorul Eirich (v. fig. 4.61). Amestecătorul constă din cuva joasă (1), care se roteşte în sens opus faţă de arborele vertical (2) ; acesta are fixate la capăt braţele (3) pe care se montează dispozitivele de amestecare (4), în forma unor furci cu mai mulţi dinţi. Furcile răscolesc materialul care tinde să se deplaseze spre periferia cuvei. Un plug excentric (5) dirijează materialul înapoi între dinţii furcilor şi spre gura centrală de descărcare (6).

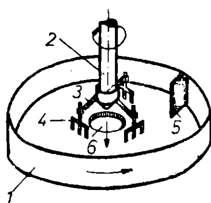


Fig. 4.61.
Amestecător "Eirich".

Amestecarea materialelor granulare se realizează cel mai adesea în amestecătoare cu tambur rotativ. Un astfel de amestecător, redat în fig. 4.62, constă din tamburul (1) avînd la

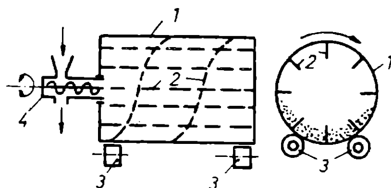


Fig. 4.62. Amestecător cu tambur.

un capăt fixat un arbore cu o roată dinţată acţionată în rotaţie. In interiorul tamburului se asamblează longitudinal şi radial tablele (2) care dirijează mişcarea materialului. Tamburul se sprijină pe patru role (3) ; alimentarea cu material se face prin intermediul transportorului cu şnec (4). După atingerea gradului de amestecare dorit se inversează sensul de rotaţie al tamburului şi şnecului şi se goleşte tamburul.

4.3.3. Protecţia muncii în exploatarea agitatoarelor şi amestecătoarelor

Amestecătoarele şi malaxoarele vor fi prevăzute cu capace rezistente, fixate solid deasupra părţii superioare a vasului de amestec. Capacele vor avea sisteme de interblocare astfel încît să nu poată fi deschise pînă cînd mecanismul de acţionare a paletelor nu a fost complet oprit ; paletele să nu poată fi puse din nou în mişcare pînă cînd capacul nu a fost complet închis.

Amestecătoarele şi malaxoarele din cuvele cărora se degajă gaze, vapori sau praf, pe lîngă capacul etanş, vor fi prevăzute cu dispozitive de absorbţie a noxelor.

Amestecătoarele şi malaxoarele care lucrează cu substanţe agresive, precum şi acelea care prelucrează cantităţi mari de materiale vor fi prevăzute cu autodescărcătoare şi cu alimentatoare dozatoare.

Capitolul 5. OPERATII UNITARE CU TRANSFER DE CALDURA

5.1. INCALZIREA, RACIREA, CONDENSAREA

Aşa cum s-a precizat anterior, buna desfăşurare a unui proces tehnologic chimic, presupune menţinerea unui anumit regim de temperatură în reactor. In acest scop, reactanţii sînt încălziţi sau răciţi înainte de introducerea lor în reactor. Aceste operaţii se pot realiza şi concomitent cu desfăşurarea reacţiei chimice (în reactor). Substanţele folosite pentru încălzire sau răcire poartă denumirea de agenţi termici. In cazul încălzirii, agenţii termici se mai numesc, "purtători de căldură" respectiv, "agenţi de răcire", în cazul răcirii.

Drept purtători de căldură se folosesc : gaze de ardere, aer cald, vapori de apă, vapori de substanţe organice, apă caldă, uleiuri minerale, lichide organice, topituri etc.

Dintre condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească un purtător de căldură se menţionează cele mai importante : trebuie să aibă conductivitate termică şi căldură specifică mare, o bună stabilitate termică, căldura de vaporizare mare, agresivitate chimică mică, inflamabilitate şi toxicitate mică, să fie ieftin şi uşor de procurat.

Incălzirea cu gaze de ardere. Folosirea gazelor de ardere ca purtător de căldură este destul de răspîndită, deoarece de multe ori în procesul tehnologic rezultă gaze fierbinţi al căror conţinut caloric trebuie recuperat. Utilizarea gazelor de ardere are avantajul că avînd temperatură ridicată ($t \approx 1000^oC$) asigură o forţă motoare mare. Dezavantajul utilizării lor constă în aceea că avînd conductivitate termică şi căldură specifică mică, coeficientul individual de transfer de căldură α, deci şi coeficientul global de transfer de căldură, K, este mult mai mic decît în cazul lichidelor sau vaporilor ($\alpha_{gaze} = 50 - 200$ W/m^2 grad).

Din acest motiv aparatele de schimb de căldură în care încălzirea se face cu gaze de ardere, au dimensiuni mari (suprafaţa de transfer, A, mare).

Incălzirea cu aer cald, are în general, aceleaşi avantaje şi dezavantaje ca şi încalzirea cu gaze de ardere.

Incălzirea cu vapori de apă (abur). Incălzirea cu vapori de apa este modul cel mai răspîndit de încalzire în industria chimică. Vaporii de apă cumulează aproape toate calităţile unui bun purtător de căldură şi anume : căldură latentă de condensare mare la temperaturile curente de încălzire, posibilitatea reglării riguroase a temperaturii prin reglarea presiunii lor, coeficienţi individuali de transfer mari ($\alpha_{vapori\ în\ condensare} \approx 10.000$ W/m^{2}grad), sînt neinflamabili şi netoxici.

Cu toate aceste avantaje, folosirea vaporilor de apă saturaţi ca agent termic este limitată - temperatura maximă pînă la care se pot folosi aceştia fiind de cca 200^oC. La această temperatură presiunea vaporilor saturaţi de apă este de aproximativ 16 ata.

La 300°C presiunea aburului saturat este de aproximativ 88 ata şi producerea aburului la aceşti parametri se face cu un consum de energie foarte mare ; în plus, folosirea aburului ca agent termic pentru încălzirea la temperaturi de peste 200°C impune aparatelor condiţii de rezistenţa mecanică deosebită.

<u>Incălzirea cu apă caldă</u>, se utilizează pînă la temperaturi de aproximativ 80°C la presiune atmosferică. Pentru încălzirea peste aceste temperaturi trebuie să se utilizeze apa sub presiune. In practica se foloseşte acest procedeu ceva mai rar, ajungîndu-se pîna la temperaturi de cca 180°C la o presiune de aproximativ 14 ata.

<u>Incălzirea cu uleiuri minerale</u> este utilizată pentru încalziri pîna la temperaturi de aproximativ 300°C.

<u>Incălzirea cu lichide organice.</u> Cele mai utilizate lichide organice sînt difenilul şi difenil-eterul sau amestecul acestora, care în tehnică poarta denumirea de "difil". Aceşti purtatori de caldură se utilizează pentru temperaturi cuprinse între 200 şi 400°C. Au stabilitate termică bună şi volatilitate scăzută. Au dezavantajul ca sînt scumpi, toxici şi inflamabili.

<u>Incălzirea cu săruri topite</u> se utilizează pentru temperaturi cuprinse între 400 şi 550°C. Cel mai adesea se foloseşte un amestec de azotit de sodiu şi azotat de potasiu.

In afara utilizarii purtatorilor de căldură, încălzirea se poate realiza şi prin utilizarea diferitelor procedee de transformare a energiei electrice în energie termică : încălzirea cu rezistenţe electrice, încalzirea prin curenţi de inducţie, încălzirea prin producerea unui arc electric etc.

Un procedeu modern de încălzire este încălzirea cu radiaţii infraroşii (λ = 0,78 - 330μ). Acest procedeu este întîlnit în industria medicamentelor, a materialelor plastice,

textilă etc.

Răcirea cu apă este modul de răcire cel mai frecvent întîlnit în industrie.

Temperatura apei utilizate ca agent de răcire variază după natura surselor disponibile : apele de adîncime (puțuri, fîntîni) au temperaturile cuprinse între 10 - 15°C ; apa de suprafață (rîuri, lacuri etc.) are temperatura cuprinsă între 0 - 5°C, iarna și între 18 - 25°C vara. Cînd consumul de apă de răcire este prea mare se procedează la recircularea apei prin turnuri de răcire.

Răcirea cu gheață se face, de obicei direct, prin introducerea directă în lichidul care urmează să fie răcit ,a gheții sfărîmate mărunt. Căldura latentă de topire a gheții este de 332 Kj/Kg. Această metodă de răcire se poate utiliza atunci cînd diluarea lichidului supus răcirii, cu apa ce rezultă din topirea gheții, este permisă în procesul tehnologic. Răcirea prin această metodă poate ajunge pînă la temperaturi de 2 - 3°C.

Răcirea cu amestecuri frigorifice. Amestecurile frigorifice sînt amestecuri de apă sau gheață cu săruri a căror căldura de dizolvare este negativă (prin dizolvare se absoarbe căldură). Temperatura minimă (punctul criohidric) se obține pentru proporții bine determinate de sare și gheață. De exemplu, clorura de calciu în proporție de 143 g la 100 g gheață dă un eutectic cu temperatura de -55°C. Se mai utilizează în acest scop : $NaCl$, NH_4Cl, $Ca(NO_3)_2$ etc. , în amestec cu gheață.

Condensarea. De multe ori o serie de produse principale sau auxiliare se obțin în procesul tehnologic sub formă de vapori, care sînt apoi condensați cu ajutorul unui agent de răcire în vederea obținerii substanței în stare lichidă.

Condensarea se poate face fie într-un condensator de suprafaţa, fie într-un condensator de amestec.

In condensatorul de suprafaţa vaporii şi agentul de răcire sînt separaţi printr-o suprafaţă solidă prin care se face transferul căldurii. Acest tip de condensator este folosit ori de cîte ori recuperarea condensului este necesară.

In condensatorul de amestec vaporii sînt condensaţi prin contactul direct cu agentul de răcire, prin amestecarea acestora. Condensatul se elimină împreuna cu agentul de racire. Condensatorul de amestec se foloseşte în cazul în care vaporii rezultaţi dintr-un proces tehnologic nu sînt utili şi trebuie eliminaţi, sau în cazul în care vaporii unei substanţe oarecare (de exemplu ai unei substanţe organice) trebuie condensaţi şi cînd ca agent de racire se poate folosi însăşi substanţa respectiva în stare lichidă la o temperatură adecvată.

5.2. FORME ALE BILANTULUI MACROSCOPIC DE CALDURA

Aşa cum s-a aratat în capitolul 4, debitul de căldură Q, din ecuaţia de dimensionare a aparatelor de schimb de caldura se calculeaza din bilanţul termic.

Intocmirea bilanţului macroscopic de căldură se bazeaza pe următoarele ipoteze simplificatoare :

- în secţiunile de intrare şi de ieşire a fluidelor din aparat vitezele medii sînt constante ;

- în domeniile de temperatura, uzual întîlnite în aparatele de schimb de căldură, variaţia proprietăţilor fizice dependente de temperatură (c_p, η, λ, ρ etc) nu este prea mare, aşa că pot fi folosite în calcule valorile medii (calculate

la temperatura medie a fluidului respectiv).

In fig. 5.1, aparatul de transfer de căldură este reprezentat schematic printr-un dreptunghi. Dacă prin aparat

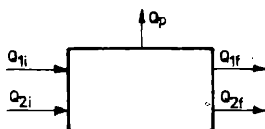


Fig. 5.1.
Elemente pentru întocmirea bilanţului macroscopic de căldură.

circulă două fluide (indicele 1 se referă la fluidul mai cald iar indicele 2 se referă la fluidul mai rece), fiecare din cele două fluide are un conţinut caloric la intrarea în aparat (Q_{1i}, Q_{2i}), care se modifică prin transferul de căldură între fluide astfel încît la ieşirea din aparat conţinutul caloric al celor două fluide (Q_{1f}, Q_{2f}) este diferit de cel de la intrare.

Conform principiului conservării energiei, ecuaţia bilanţului de căldură, în forma cea mai generală se scrie astfel :

$$Q_{1i} + Q_{2i} = Q_{1f} + Q_{2f} + Q_p \qquad (5.1)$$

în care Q_p reprezintă debitul de căldură ce se pierde prin pereţii aparatului în mediul ambiant.

Ecuaţia (5.1) poate lua diverse forme, care depind de starea de agregare a fluidelor în timpul transferului de căldură. In cazul în care transferul de căldură de la fluidul mai cald la fluidul mai rece se realizează prin intermediul unui perete despărţitor, sînt posibile următoarele situaţii :

1. Nici unul din fluide nu-şi modifică starea de agregare la trecerea prin aparat. In acest caz ecuaţia (5.1) devine :

$$Q = G_1 C_{p_1}(t_{1i} - t_{1f}) = G_2 C_{p_2}(t_{2f} - t_{2i}) + Q_p \quad (5.2)$$

In relaţia de mai sus G_1 şi G_2 reprezintă debitele masice a fluidelor (indicele 1 se referă la fluidul mai cald, iar indicele 2 la cel mai rece), C_{p_1} şi C_{p_2} sînt căldurile specifice, iar t_{1i}, t_{1f}, t_{2i}, t_{2f} sînt respectiv : temperatura fluidului mai cald la intrarea în aparat, temperatura fluidului mai cald la ieşirea din aparat, temperatura fluidului mai rece la intrarea în aparat şi temperatura fluidului mai rece la ieşire.

2. Unul din fluide îşi modifică starea de agregare în timpul schimbului de căldură, iar celălalt îşi păstrează starea de agregare la trecerea prin aparat. Sînt posibile două cazuri :

a) Fluidul mai cald îşi modifică starea de agregare iar cel mai rece îşi păstrează starea de agregare cu care a intrat în aparat. Ecuaţia bilanţului termic în acest caz este :

$$Q = G_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot C_{p_2}(t_{2f} - t_{2i}) + Q_p \quad (5.3)$$

In ecuaţia (5.3) r_1 este căldura latentă a procesului de transformare de fază. Cel mai adesea acest caz este întîlnit atunci cînd fluidul mai cald este format din vapori care condensează şi în acest caz, r_1, este căldura latentă de condensare. Condensarea vaporilor se face cu dezvoltarea unei cantităţi importante de căldură, care este transmisă prin peretele despărţitor fluidului mai rece. Deoarece modificarea stării de agregare a unei substanţe, în condiţiile în care presiunea rămîne constantă, este un proces izoterm, temperatura fluidului

rămîne neschimbată la trecerea prin aparat ($t_{1i} = t_{1f}$). Celelalte mărimi din ecuația (5.3) au aceeași semnificație ca și cele din ecuația (5.2).

b) Fluidul mai cald nu-și modifică starea de agregare la trecerea prin aparat, iar căldura cedată de acesta servește pentru modificarea stării de agregare a fluidului mai rece :

$$Q = G_1 \, c_{p_1}(t_{1i} - t_{1f}) = G_2 \cdot r_2 + Q_p \qquad (5.4)$$

Un exemplu pentru această situație este fierberea unui lichid sau topirea unei substanțe solide cu ajutorul unui fluid (gaz sau lichid) care are temperatura mai mare decît temperatura de fierbere sau de solidificare.

3. Ambele fluide își modifică starea de agregare în timpul transferului de căldură. Ecuația bilanțului termic pentru această situație are forma :

$$Q = G_1 \, r_1 = G_2 \, r_2 + Q_p \qquad (5.5)$$

Schimbul de căldura cu schimbarea stării de agregare a ambelor fluide este întîlnit, de exemplu, în cazul fierbătoarelor în care agentul de încalzire sînt vapori care condensează. In acest caz r_1 din ecuația (5.5) reprezintă căldura latentă de condensare a vaporilor iar r_2 reprezintă căldura latentă de vaporizare a lichidului care trebuie adus la fierbere.

4. Schimbul de căldură se realizează prin contact direct între fluidul mai cald și cel mai rece. De exemplu, în cazul încălzirii unui lichid mai rece cu vapori, bilanțul macroscopic de căldură se scrie, folosind schema din fig. (5.2), în care :

$$Q_{1i} = G_1 \cdot i_1 \qquad (5.6)$$

$$Q_{2i} = G_2 \cdot c_{p2} \cdot t_{2i} \qquad (5.7)$$

$$Q_f = (G_1 + G_2) \cdot C_{p_{am}} \cdot t_{2f} \qquad (5.8)$$

în care : i_1 este entalpia vaporilor ;

$C_{p_{am}}$ este căldura specifică a amestecului.

Cu aceste precizări ecuația bilanțului de căldură pentru această situație devine :

$$Q = G_1(i_1 - C_{p_{am}} \cdot t_{2f}) = G_2(C_{p_{am}} \cdot t_{2f} - C_{p_2} t_{2_i}) + Q_p \qquad (5.9)$$

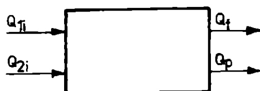


Fig. 5.2.

Elemente pentru întocmirea bilanțului de căldură la contactul direct între fluide.

5.3. SCHIMBATOARE DE CALDURA

Aparatele utilizate pentru realizarea transferului de căldură între fluide se numesc schimbătoare de căldură. Proiectarea tehnologică a unui schimbător de căldură înseamnă a-i determina dimensiunile geometrice caracteristice, ținînd cont de condițiile în care se realizează transferul de căldură de la fluidul mai cald la cel mai rece.

Ecuația de dimensionare (de proiectare) este ecuația generală a transferului de căldură, prezentată în capitolul 2:

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t_{med} \qquad (5.10)$$

In această ecuație Q reprezintă debitul de căldură transfe-

rat de la fluidul mai cald la fluidul mai rece prin suprafața A și se determină din bilanțul termic ; K este coeficientul global de transfer de căldură care se calculează prin metoda încercărilor succesive, în funcție de coeficienții individuali de transfer de căldură ; $\Delta t_{med.}$ reprezintă forța motoare medie a procesului de transfer de căldură care se calculează funcție de variația temperaturii și a modului de circulație a fluidelor (echicurent, contracurent, curent mixt) prin schimbător.

Din ecuația (5.10) se calculează suprafața de transfer de căldură, A, funcție de care apoi se determină celelalte dimensiuni ale schimbătorului.

In practica industrială se utilizează o gamă extrem de largă de schimbătoare de căldură și de aceea o clasificare riguroasă a lor este dificilă.

In continuare se vor prezenta principalele tipuri de schimbătoare de căldură în ordinea evoluției în timp a construcției lor.

1. Schimbătoare de căldură cu manta. Acest schimbător de căldură constă dintr-un recipient, cel mai adesea cilindric, înconjurat de o manta (fig. 5.3). In spațiul dintre peretele exterior al recipientului și peretele interior al mantalei circulă agentul termic (de încalzire sau de racire). In cazul utilizarii aburului ca agent termic, acesta trebuie introdus pe la partea superioară a mantalei. Aburul în contact cu peretele mai rece al recipientului, condensează, iar condensatul este evacuat continuu pe la partea inferioară a aparatului. Tot la partea superioară a mantalei se află un racord de aerisire pentru eliminarea periodică a gazelor necondensabile (de exemplu aerul) care, dacă se acumulează, determina scăderea coeficientului global de transfer

de caldură.

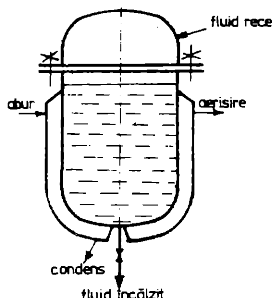


Fig. 5.3.
Schimbătorul de caldură cu manta.

In interiorul recipientului se introduce, dacă este necesar, un agitator, care are rolul de a intensifica circulația fluidului din interior și deci se mărește astfel coeficientul individual de transfer al căldurii de partea fluidului din recipient.

Aceste tipuri de schimbatoare se folosesc de obicei pentru productivităţi nu prea mari, care nu necesită suprafețe mari de transfer de caldură ($A < 10\ m^2$) şi pentru temperaturi nu prea ridicate.

Daca este necesara utilizarea aburului la o temperatura la care presiunea sa depaşeşte 6 ata, atunci pentru creşterea rezistenţei mecanice a schimbatorului, mantaua este sudată prin puncte de recipient. In acest caz tabla din care este confecţionată mantaua are ştanţate o serie de orificii prin care aceasta va fi sudată de recipient (fig. 5.4).

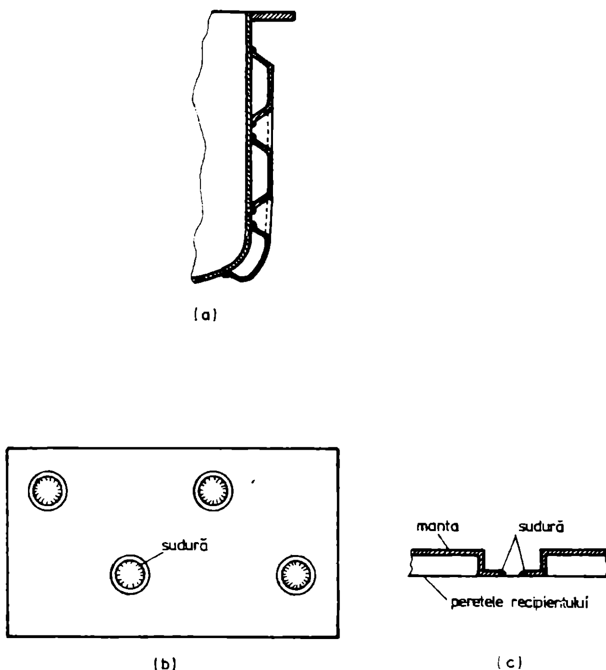


Fig. 5.4.

Schimbător de căldură cu manta întărită prin sudare ; (a) - manta sudată prin puncte ; (b) - tabla din care este confecţionată mantaua ; (c) - detaliu de execuţie şi sudare a găurilor.

2. Schimbătoare de căldură cu serpentină. Aceste tipuri de schimbătoare sînt construite dintr-un recipient, închis sau deschis, în care se introduce o serpentină confecţionată dintr-o ţeavă îndoită sub forma mai multor spire (fig. 5.5).

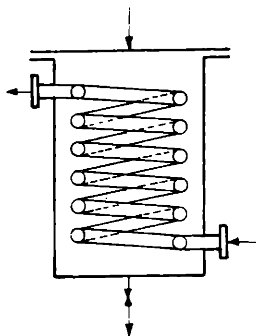


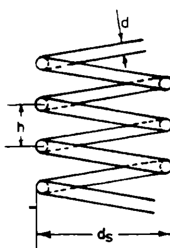
Fig. 5.5.
Schimbător de căldură cu serpentină.

Cînd suprafața de transfer de căldură trebuie să fie mare, serpentina se poate confecționa din două rînduri de spire concentrice.

Dimensionarea serpentinelor se face, folosind suprafața de schimb de căldură, A, calculată din ecuația de proiectare $Q = K.A.\Delta t_{med.}$:

$$A = \frac{Q}{K\,\Delta t_{med}} = \pi\,d.L \quad (5.11)$$

în care d este diametrul serpentinei, iar L este lungimea totală a țevii din care este confecționată serpentina (fig. 5.6).



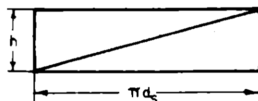


Fig. 5.6.

Elemente de calcul a serpentinelor.

Lungimea unei spire a serpentinei, considerată ca o linie elicoidală este dată de relația :

$$\ell = \sqrt{(\pi d_s)^2 + h^2} \simeq \pi d_s \qquad (5.12)$$

în care d_s este diametrul unei spire.

Lungimea totală a serpentinei poate fi exprimată funcție de lungimea unei singure spire astfel :

$$L = n \cdot \ell = n \pi d_s \qquad (5.13)$$

în care n este numărul de spire.
Din relația (5.13) și (5.11) se obține :

$$n = \frac{A}{\pi^2 d \cdot d_s} \qquad (5.14)$$

In general diametrul spirei, d_s, se admite funcție de diametrul recipientului în care urmează a se monta serpentina, iar diametrul țevii din care se confecționează serpentina, d, se adoptă din condiții hidrodinamice.

După calcularea numărului de spire a serpentinei cu relația (5.14) se poate determina înălțimea serpentinei, H :

$$H = n \cdot h \qquad (5.15)$$

în care h este distanța dintre spire și depinde de comportarea la deformare a materialului din care se confecționează serpentina (h crește cu atît mai mult cu cît materialul este mai puțin maleabil).

Dacă înălțimea serpentinei, H, rezultă prea mare, se va confecționa o serpentină cu două sau trei rînduri de spire concentrice.

Aceste tipuri de schimbătoare de căldură ca și cele cu manta, au dezavantajul că au o suprafață de transfer de căldură relativ mică. Ele nu pot fi folosite în cazurile cînd pe serpentină se formează crustă sau alte depuneri, deoarece curățirea spirelor este dificilă.

Tot în această clasă de schimbătoare de căldură poate fi considerat și cel prezentat în fig. 5.7. Acesta este confecționat din tronsoane de țevi îmbinate prin coturi.

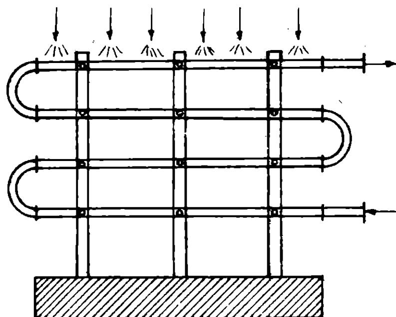


Fig. 5.7.

Răcitor cu stropire.

Rigidizarea rîndurilor de ţevi se face cu ajutorul unei grinzi metalice sprijinite pe suporţi. Rîndurile de ţevi pot fi imersate într-un recipient (schimbător scufundat) sau pot fi montate în aer liber şi stropite la exterior, de obicei cu apă rece (răcitor cu stropire).

3. Schimbătoare de căldură tubulare. Acestea sînt cele mai reprezentative şi mai utilizate aparate de transfer termic, fiind întîlnite în mai multe variante constructive :

a) Schimbătoare de căldură cu ţevi coaxiale, numit şi schimbator "ţeavă în ţeavă". Aceste schimbatoare se construiesc prin asamblarea în serie şi în paralel a unor elemente formate din două ţevi coaxiale.(fig. 5.8).

Asamblarea acestor elemente se poate face prin sudură (schimbător nedemontabil) sau cu elemente demontabile cum ar fi mufe, flanşe, piuliţe olandeze etc. (schimbător demontabil).

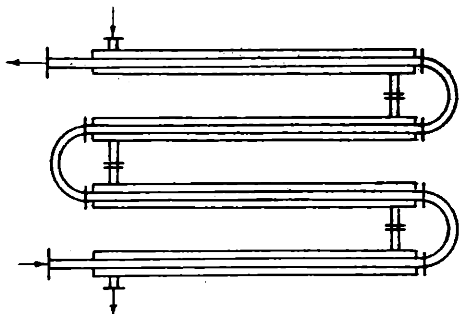


Fig. 5.8.

Schimbător de căldură cu ţevi coaxiale.

Aceste tipuri de schimbătoare de căldură au avantajul că sînt simple şi deci uşor de executat şi că au o bună rezistenţă la presiuni mari, dar au dezavantajul că se pot folosi numai pentru productivităţi relativ mici.

Schimbătoarele "ţeavă în ţeavă", demontabile se folosesc în cazul cînd fluidele depun crustă, deoarece se pot demonta şi curăţi.

b) <u>Schimbătoare de căldură multitubulare (cu ţevi în manta)</u>. Sînt cele mai răspîndite tipuri de schimbătoare de căldură. In forma cea mai simplă, un astfel de aparat este construit dintr-un fascicul de ţevi fixate, la capete, în orificiile a două plăci tubulare prinse de o manta cilindrică (fig. 5.9). Deasupra plăcilor tubulare se fixează capacele care, prin construcţie, formează spaţii de distribuţie a lichidului în ţevi sau spaţii de colectare a lichidului din ţevi.

Dimensionarea tehnologică a unui astfel de schimbător de căldură se face în următoarele etape :

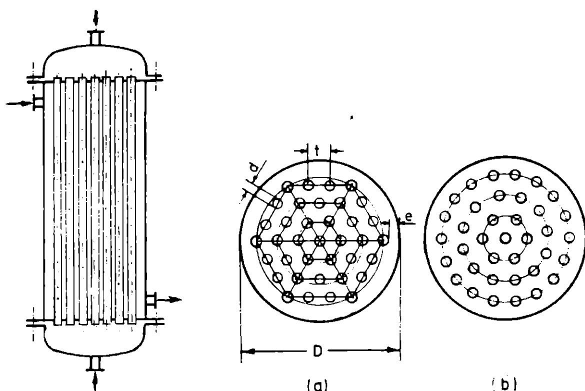


Fig. 5.9.

Schimbator de caldura multitubular şi dispunerea ţevilor pe placa tubulara ; (a) - dispunerea ţevilor pe hexagoane ; (b) - dispunerea ţevilor pe cercuri.

- se adoptă o viteză, w, a fluidului care curge prin ţevi (dacă acesta nu-şi modifică starea de agregare) astfel încît regimul de curgere al acestuia să fie turbulent. Din debitul fluidului ce curge prin ţevi se determină numărul de ţevi :

$$V_s = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot w$$

de unde

$$n = \frac{4\ V_s}{\pi\ d^2 \cdot w} \qquad (5.15)$$

- se consultă un catalog în care funcţie de numărul de ţevi, n, se dau indicaţii pentru prelucrarea plăcilor tubulare cum ar fi : numărul total de hexagoane sau cercuri

concentrice, numărul de segmente, numărul de țevi de pe diagonala ultimului hexagon complet, numărul de țevi de pe segmente (hexagoane incomplete) etc.

Dacă numărul de țevi pe diagonala ultimului hexagon este b, atunci, după cum reiese și din fig. 5.9, diametrul interior al mantalei schimbătorului se poate calcula cu relația :

$$D = (b - 1)t + d_{ext} + 2e \qquad (5.16)$$

In relația (5.16) t este pasul, dat de distanța dintre centrele a două țevi vecine, care se adoptă funcție de diametrul exterior al țevilor schimbătorului, d_{ext}, astfel încît $t = (1,2 - 1,5).d_{ext}$. De la ultimul rînd de țevi pînă la suprafața interioară a mantalei se lasă o distanță de cca 10 - 15 mm, distanță notată cu e în relația (5.16) și în fig. 5.9.

Inălțimea sau lungimea aparatului se determină din suprafața de transfer de căldură :

$$A = \pi d_m . n . h \qquad (5.17)$$

de unde :

$$h = \frac{A}{\pi d_m . n} \qquad (5.18)$$

In relațiile (5.17) și (5.18), d_m este diametrul mediu al țevilor schimbătorului, dar atunci cînd valorile celor doi coeficienți individuali de transfer diferă mult între ei, se recomandă ca în aceste relații să se folosească diametrul de partea coeficientului individual de transfer cel mai mic.

Dacă din calcul, înălțimea (lungimea) aparatului rezultă prea mare, aparatul se construiește cu mai multe treceri a fluidului prin țevi. Numărul de țevi a schimbătorului cu mai multe treceri crește de atîtea ori de cîte ori scade lungimea țevilor sale. Fluidul care circulă prin interiorul țevilor

parcurge de mai multe ori schimbătorul, trecînd într-un sens și în sens contrar prin cîte o fracțiune din țevile fasciculului. Dirijarea lichidului se realizează cu ajutorul unor pereți despărțitori etanși, din capacele schimbătorului. Schematic, un astfel de schimbător este prezentat în fig. 5.10.

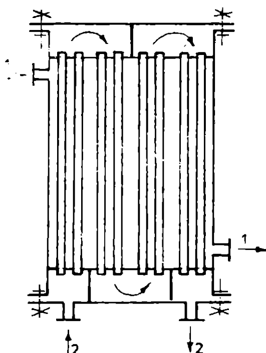


Fig. 5.10.

Schimbător de căldură cu mai multe treceri prin țevi

Curgerea fluidului printr-un număr mai mic de țevi decît numărul total de țevi din aparat are avantajul că pentru aceiași debit de fluid viteza de curgere este mai mare, ceea ce determină coeficienți individuali de transfer mari.

Tot în vederea măririi vitezei de circulație și a turbulenței fluidului care circulă în spațiul dintre țevi și manta, în acest spațiu se pot monta șicane transversale sau longitudinale (fig. 5.11).

Pentru a se evita deformările și fisurările subansamblurilor schimbătoarelor ca urmare a dilatărilor termice, se

construiesc aparate cu liră de dilatare şi cu cap flotant, la care una din plăcile tubulare este fixă, iar cealaltă se poate deplasa în direcţia de dilatare a ţevilor.

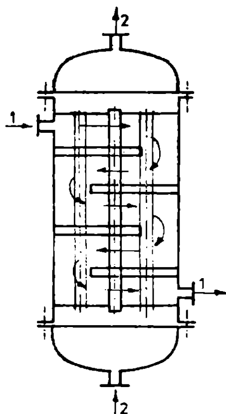


Fig. 5.11. Schimbător de căldură cu şicane.

4. Alte tipuri de schimbătoare de căldură

a. Schimbătoare de căldură spirale. Sînt formate din două table îndoite în formă de spirală şi din doi pereţi laterali, astfel încît să se separe două spaţii spirale prin care circulă în curent paralel sau în contracurent, cele două fluide care schimbă între ele căldură. Schematic un astfel de schimbator de căldură este prezentat în fig. 5.12.

Acest tip de schimbator prezintă o serie de avantaje dintre care se enumeră cîteva :

- sînt compacte (au volum mic) ;

- circulaţia fluidelor în aceste aparate se face cu viteze uniforme (nu sînt strangulări sau lărgiri de secţiuni de curgere) din care cauză pierderile de presiune sînt mici şi deci şi consumul de energie pentru transportul fluidelor este mai mic ;

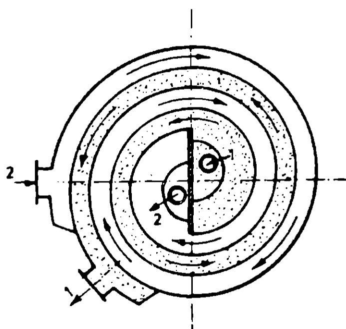


Fig. 5.12.

Schimbator de caldură spiral.

- permit atingerea unor valori mari ale coeficienților individuali de transfer de caldură ;

- productivitatea acestor schimbatoare este destul de mare, chiar la valori mici ale potențialului transferului de caldură (pînă la $\Delta t_m = 5^o$).

Dezavantajul principal al schimbătoarelor de caldura spirale constă în dificultatea etanșării tablelor spirale de pereții laterali. La acest dezavantaj se adauga și acela că în cazul în care fluidele depun crusta, curățirea suprafeței de schimb de caldură este practic imposibilă.

b) Schimbătoare de caldură cu aripioare. In cazul în care valorile coeficienților individuali de transfer de căldură ai celor două fluide diferă mult între ele, ca de exemplu la încălzirea gazelor cu vapori în condensare, pentru a asigura o productivitate mare a schimbătoarelor de căldură se mărește suprafața de transfer de partea fluidului cu coefici-

entul individual de transfer mai mic. Aceasta se realizează prin executarea aparatelor cu elemente constructive care au de partea fluidului cu α mai mic, turnate sau sudate, aripioare longitudinale sau transversale aşa cum se prezintă în fig. 5.13.

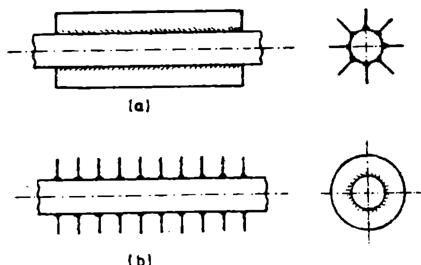


Fig. 5.13.

Tevi cu aripioare pentru schimbătoare de căldură (a) - ţevi cu aripioare longitudinale ; (b) - ţevi cu aripioare transversale.

5. <u>Condensatoare.</u> In numeroase procese tehnologice se utilizează sau se produc vapori care fie că se condensează în proces, fie că trebuie condensaţi în vederea recuperării lor sau a căldurii lor sau în scopul creerii unei depresiuni. Aparatele în care se realizează condensarea se numesc condensatoare.

Aşa cum s-a precizat condensarea se poate realiza fie în condensatoare de suprafaţă, fie în condensatoare de amestec. In continuare se vor prezenta cîteva tipuri de aparate, reprezentative pentru cele două clase de condensatoare.

- <u>Condensatoare de suprafaţă tubulare.</u> Sînt de obicei schimbătoare de caldură tubulare obişnuite. Agentul de

răcire circulă prin țevi, iar vaporii condensează pe suprafața exterioară a țevilor. Gazele necondensabile sînt evacuate fie împreună cu condensatul (condensatoare umede), fie separat, printr-o pompă de vid (condensatoare uscate).

In fig. 5.14 este prezentată schița de principiu a unui condensator tubular, iar în fig. 5.15 este schițat un condensator de amestec uscat cu nivel scăzut.

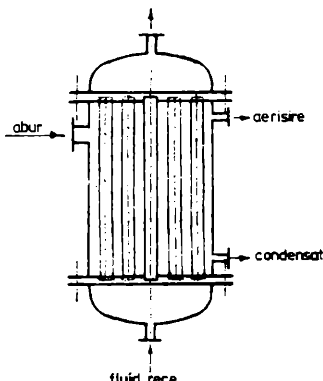


Fig.5.14.
Condensator tubular.

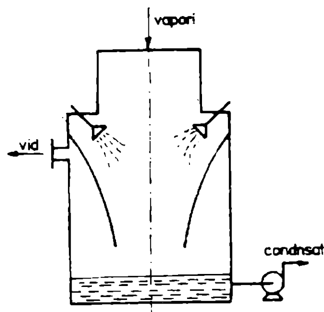


Fig.5.15.
Condensator de amestec uscat cu nivel scăzut.

Vaporii ce urmează a fi condensați, intră la partea superioară a aparatului. Tot la partea superioară se pulverizează apă rece, printr-un sistem de duze. La contactul vaporilor cu lichidul rece se produce condensarea. Condensatul este evacuat cu ajutorul unei pompe. Gazele necondensabile sînt evacuate cu o pompă de vid. Acest tip de condensator are avantajul că are dimensiunile de gabarit reduse și nu necesită suprafețe mari pentru montaj, dar are dezavantajul că utili-

zează, pentru evacuarea condensului, o pompă.

In condensatorul din fig. 5.16, evacuarea lichidului se face fără pompă, sub acţiunea coloanei barometrice de lichid. Din acest motiv acest tip de condensator se numeşte <u>condensator de amestec uscat cu nivel ridicat</u> sau <u>condensator barometric</u>. Pentru mărirea suprafeţei de contact între vapori şi lichidul de răcire, aparatul este prevăzut în interior cu şicane sau talere perforate.

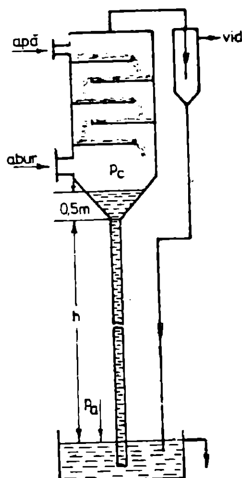


Fig. 5.16.
Condensator barometric.

Inălţimea coloanei barometrice se calculează cu ajutorul ecuaţiei Bernoulli, care pentru această situaţie se scrie în forma :

$$P_a = P_c + \rho g \cdot h + 0{,}5\rho g \quad (5.19)$$

$$h = \frac{P_a - P_c}{\rho g} + 0{,}5 \text{ , m} \quad (5.20)$$

In relaţiile de mai sus, P_c reprezintă presiunea din condensator, iar P_a este presiunea atmosferică. Factorul numeric 0,5 reprezintă o coloană suplimentară de lichid necesară pentru învingerea pierderilor de presiune prin frecare şi pentru asigurarea unei anumite viteze de curgere a condensatului prin tubul barometric.

Pentru condensarea vaporilor pot fi folosite şi injectoarele (fig. 5.17). Aburul sub presiune este introdus printr-o duză ; la ieşirea din duză aburul antrenează apa introdusă

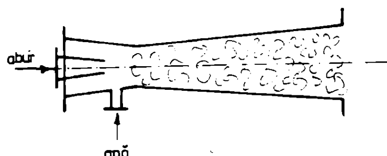


Fig. 5.17.
Injector.

printr-un racord lateral. Prin amestecarea intensă a vaporilor cu lichidul de răcire se realizează condensarea şi uneori, racirea condensatului care este evacuat împreuna cu apa.

5.4. IZOLAREA TERMICA

Prin izolare termică se înţelege acoperirea suprafeţelor prin care se pierde sau primeşte caldura din exterior, cu materiale termoizolante, adică cu materiale a căror conductivitate termică este mică ($\lambda < 0,23$ W/m^2.grad).

Izolantul cel mai bun este aerul, care are conductivitatea termică cea mai mică ($\lambda = 0,023$ W/m^2.grad), cu condiţia reducerii la o valoare minimă posibilă a convecţiei libere şi a radiaţiei.

Pentru aceasta, stratul de aer trebuie împarţit în compartimente cît mai mici, astfel încît convecţia să fie frînată, utilizînd materiale poroase, fibroase, pulverulente etc. La astfel de materiale se defineşte o conductivitate aparentă,

rezultată din conductivitatea efectivă, convecția și radiația în interiorul materialului izolant. Conductivitatea termică aparentă, depinde de porozitatea materialului, natura chimică și structura materialului și de conținutul de umiditate (umiditatea mărește mult conductivitatea scăzînd astfel proprietățile termoizolante ale materialului).

Materialele izolante se folosesc în următoarele forme :

- straturi succesive de material izolant amestecat, pentru a forma o pastă, cu fibre de azbest și cu apă, care aplicate succesiv pe suprafețe calde formează, după vaporizarea apei, un strat poros de grosime dorită ;
- material fixat sau vărsat pe suprafață : rumeguș de plută, azbest, vată de sticlă, vată de zgură, fibre textile, Kieselgur, silice etc. ;
- sfoară sau împletitură din bumbac, azbest, vată de sticlă etc. ;
- folii de aluminiu care servesc atît pentru ecranarea radiațiilor cît și pentru compartimentarea stratului de aer ;
- vopsirea suprafețelor cu vopsele avînd coeficienți de emisie mici ;
- argintarea suprafețelor.

In general, în toate cazurile de izolare termică trebuie aleasă grosimea optimă a stratului de izolator, astfel încît costul izolației și al căldurii pierdute prin izolație să fie minim.

In principiu, calculul izolației este un calcul de verificare ce constă în determinarea cantității de căldură care se pierde efectiv printr-o izolație adoptată (adoptarea izolației presupune adoptarea materialului termoizolant și a grosi-

mii acestuia) şi compararea acesteia cu cantitatea de căldură admisă a fi pierdută prin izolaţie.

Pentru calculul căldurii transmise prin izolaţie se foloseşte relaţia :

$$Q_{iz} = K_{iz} \cdot A_{iz} \cdot \Delta t_{med.} \qquad (5.21)$$

în care

$$K_{iz} = \frac{1}{\frac{\delta iz}{\lambda iz} + \frac{1}{\alpha c,r}} \qquad (5.22)$$

unde : δ_{iz} este grosimea izolaţiei ;

λ_{iz} - conductivitatea termică a materialului izolant ;

$\alpha_{c,r}$ - coeficientul individual de transmitere a căldurii prin convecţie liberă şi radiaţie de la suprafaţa exterioară a izolaţiei către mediul înconjurător.

Pentru cazul aparaturii care se găseşte în spaţii închise, la temperaturi ale suprafeţei peretelui aparatelor pînă la 150°C, se poate utiliza următoarea relaţie aproximativă :

$$\alpha_{c,r} = 9,74 + 0,07(t_1 - t_a) \text{ , W/m}^2\text{.grad} \qquad (5.23)$$

în care :

t_1 - temperatura suprafeţei exterioare a izolaţiei ;

t_a - temperatura aerului.

5.5. EXPLOATAREA SCHIMBATOARELOR DE CALDURA. PROTECTIA MUNCII

Operaţiile de întreţinere curentă a schimbătoarelor de căldură constau în controlul vizual al îmbinărilor prin flanşe şi a stării izolaţiei termice.

Depunerile de crustă pe suprafeţele de transfer înrăutăţesc schimbul de căldură. Acest fapt impune curăţirea periodică a schimbătoarelor de căldură, operaţii ce necesită oprirea instalaţiei şi decuplarea aparatului.

Curăţirea suprafeţelor de transfer se poate executa prin mai multe procedee din care se amintesc :

a) Curăţirea chimică, constă în folosirea unor agenţi chimici care atacă depunerile. Pentru evitarea atacului chimic al materialului din care este confecţionat schimbătorul, în soluţiile de curăţire se introduc inhibitori adecvaţi. Metoda are avantajul că nu necesită demontarea aparatului, dar prezinta dezavantajul că este scumpă.

b) Curaţirea prin mijloace mecanice, constă în îndepărtarea depunerilor cu ajutorul unor scule acţionate manual sau mecanic. Acest procedeu implică demontarea parţială a aparatului.

c) Curăţirea cu ajutorul şocurilor termice, consta în trecerea aburului prin ţevi, urmată de o stropire din exterior cu apă rece. Diferenţa între coeficienţii de dilatare termică a materialului ţevii şi a crustei determină spargerea şi desprinderea acesteia din urma.

d) Curățirea cu ultrasunete se bazează pe pătrunderea vibrațiilor sonore (cu frecvențe de cca 30 KHz) între metal și crustă. Elasticitatea mai mică a crustei față de cea a materialului determină distrugerea crustei.

Pentru evitarea accidentelor de muncă în exploatarea schimbatoarelor de căldură, trebuie respectate o serie de norme de protecție a muncii din care se prezinta cele mai importante :

- schimbatoarele de căldură se vor proba la presiunea de încercare dupa fiecare reparație capitală și ori de cîte ori condițiile de securitate impun acest lucru ;

- se vor lua măsuri de izolare a schimbatoarelor în caz de avarii ;

- aparatele în care agenții termici au temperaturi ridicate se vor izola termic, iar încaperile în care sînt agenții termici cu temperaturi ridicate se vor ventila mecanic, încît să se asigure un macroclimat adecvat. De asemenea, conductele prin care circulă fluide fierbinți vor fi izolate termic și vor avea apărătoare la flanșe.

5.6. USCAREA

Materialele naturale semifabricatele şi produsele conţin proporţii variabile de umiditate provenită din contactul cu apa lichidă sau cu vaporii de apă din aer ; uneori umiditatea o formează apa reacţiilor chimice sau apa de constituţie structurală.

Pentru necesităţi de transport, depozitare, conservare sau cerinţe de utilizare în procesele tehnologice se impune, de cele mai multe ori, reducerea sau îndepărtarea practic totală a umidităţii. Dacă conţinutul de apă al materialelor este prea mare se recomandă ca îndepărtarea ei să se facă mai întîi prin operaţiile de decantare, filtrare sau centrifugare, prezentate anterior, iar în final să se facă uscarea.

Uscarea este operaţia prin care apa din materiale solide este îndepărtată cu ajutorul aerului ; aerul are rolul dublu de a aduce în întregime sau parţial căldura necesară vaporizării apei şi de a transporta vaporii de apă. Pentru uscare materia primă se poate prezenta în cele mai diferite forme : paste, granule, foi, plăci, pînze, semifabricate, produse finite etc. Produsul rezultat la uscare poate fi practic anhidru sau poate să conţină încă mici cantităţi de umiditate.

Termenul de uscare este folosit şi în înţelesul mai larg echivalent cu îndepărtarea umidităţii, de exemplu evaporarea soluţiilor pînă la sicitate, uscarea gazelor ; de asemenea, este folosit şi în cazul îndepărtării unui alt lichid dintr-un

material solid, pastă sau suspensie, folosind ca purtător de căldură şi transportor de umiditate gaze de ardere sau un alt gaz, nu numai aerul. In continuare se va trata cazul cel mai răspîndit în practica industrială, cînd umiditatea o constituie apa, iar purtătorul de căldură şi transportorul de umiditate - agentul de uscare - este aerul cald.

5.6.1. Proprietăţile aerului umed

Umiditatea absolută ρ_v a aerului reprezintă cantitatea de vapori de apă, exprimată în unităţi de masă, conţinută într-un metru cub de aer umed nesaturat, aflat la temperatura t şi presiunea p.

Umiditatea absolută la saturaţie ρ_{vs} reprezintă cantitatea maximă de vapori de apă, exprimată în unităţi de masă, ce se poate afla într-un metru cub de aer umed, aflat la aceeaşi temperatură t şi presiune p. Aerul umed cu umiditatea ρ_{vs} se numeşte aer saturat. Starea de saturaţie este caracterizată prin aceea că introducînd o cantitate suplimentară, infinit mică de vapori, sau scăzînd cu o valoare dt temperatura aerului aerului se produce condensarea sub formă de picături a unei părţi din vaporii de apă din aer.

Umiditatea relativă φ este raportul între umiditatea absolută ρ_v şi umiditatea absolută la saturaţie ρ_{vs}:

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_{vs}} \qquad (5.24)$$

Considerînd că la presiuni nu prea mari aerul umed se comportă ca un gaz perfect se pot obţine relaţii care leagă

umiditatea relativă de presiunea parţială a vaporilor de apă din aer :

$$p_v . V = m_v . R_v . T \qquad (5.25)$$

$$p_v = \frac{m_v}{V} . R_v . T = \rho_v . R_v . T \qquad (5.26)$$

In mod asemănător se obţine :

$$p_{v_s} = \frac{m_{v_s}}{V_s} R_v . T = \rho_{v_s} . R_v . T \qquad (5.27)$$

Impărţind ultimele două relaţii rezultă :

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{v_s}} \qquad (5.28)$$

In relaţiile (5.25) - (5.28) s-a notat :

p_v - presiunea parţială a vaporilor din aerul umed cu temperatura T ;

p_{v_s} - presiunea vaporilor de apă saturaţi, considerată la temperatura T a aerului umed ;

m_v - masa vaporilor de apă în aerul nesaturat ;

m_{v_s} - masa vaporilor în aerul saturat ;

V - volumul aerului umed nesaturat ;

V_s - volumul aerului umed saturat ;

R_v - constanta vaporilor, J/Kg.K.

Umiditatea relativă φ are valori cuprinse între 0 şi 1 şi exprimă ca sens fizic gradul de saturare a aerului cu vapori de apă ; pentru aerul saturat φ este egal cu 1.

Conţinutul de umiditate x reprezintă cantitatea de vapori de apa raportată la 1 Kg de aer absolut uscat. După dimensiunile sale se vede că x reprezintă concentraţia umidităţii aerului exprimată în rapoarte masice. Legătura între x şi φ se stabileşte prin intermediul legii gazelor perfecte, admi-

țînd că volumul aerului umed nu diferă prea mult de volumul aerului uscat :

$$x = \frac{\rho_v}{\rho_a} \Leftrightarrow x = \frac{p_v}{R_v} \cdot \frac{R_a}{p_a} \qquad (5.29)$$

ρ_v - umiditatea absolută ;

ρ_a - densitatea aerului ;

p_v - presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul umed ;

p_a - presiunea parțială a aerului uscat din amestecul aer-vapori de apă ;

R_v - constanta vaporilor de apă ;

R_a - constanta aerului.

Pe baza legii Dalton se poate scrie : $p_a = P - p_v$ și relația (5.29) devine :

$$x = \frac{R_a}{R_v} \cdot \frac{p_v}{P-p_v} \qquad (5.30)$$

care combinată cu relația (5.28) conduce la forma :

$$x = \frac{R_a}{R_v} \cdot \frac{\varphi \cdot p_{vs}}{P - \varphi \cdot p_{vs}} \qquad (5.31)$$

Pe baza legăturii între constanta universală a gazelor și constanta gazelor, relația (5.31) se poate transcrie în forma :

$$x = \frac{18}{29} \cdot \frac{\varphi \cdot p_{vs}}{P - \varphi \cdot p_{vs}} = 0{,}622\, \frac{\varphi \cdot p_{vs}}{P - \varphi \cdot p_{vs}} \qquad (5.32)$$

Pentru aerul absolut uscat $x = 0$ deoarece $p_{v_s} = 0$; dacă $\varphi \cdot p_s = P$, rezultă $x = \infty$, situație corespunzătoare stării de saturație a vaporilor de apă (fără aer).

Entalpia aerului umed este dată ca o funcție aditivă a entalpiei aerului uscat și a vaporilor de apă :

$$h = h_a(1 - x) + x\, h_v \qquad (5.33)$$

unde x reprezintă conținutul de umiditate al aerului ; h_a, h_v - entalpia aerului uscat, respectiv a vaporilor de apă, ambele calculate la temperatura t a aerului umed.

In diagramele aerului umed se trasează de cele mai multe ori nu entalpia unui Kilogram de aer umed, ci entalpia a (1+x) Kg aer umed care se exprimă, tot pe baza legii aditivității, prin relația :

$$h_{1+x} = h_a + x\, h_v \qquad (5.34)$$

sau :

$$h_{1+x} = C_{p_a} t + x(r + C_{p_v} . t) \quad (5.35)$$

Pentru căldura specifică a aerului uscat între 0 și t^oC, se poate utiliza formula :

$$C_{p_a} = 1{,}005 + 1{,}35.10^{-8}(t+30)^2, \text{ KJ/Kg.grd} \quad (5.36)$$

iar pentru căldura specifică a vaporilor de apă :

$$C_{p_v} = 1{,}8584 + 9{,}4.10^{-3} \left(\frac{t}{100}\right)+3{,}73.10^{-3}\left(\frac{t}{100}\right)^2 \text{ KJ/Kg.grd} \quad (5.37)$$

In diagramele aerului umed se consideră constante căldurile specifice ale aerului uscat și vaporilor de apă și, de asemenea, căldura latentă de evaporare r . Valorile care se iau în calcule sînt : $C_{p_a} \simeq 1{,}006$ KJ/Kg.grd ; $C_{p_v} \simeq 1{,}863$ KJ/Kg.grd ; $r = 2500$ KJ/Kg.

Cu aceste valori entalpia aerului umed se scrie :

$$h_{1+x} = 1{,}006.t + x(2500 + 1{,}863\ t), \text{ KJ/Kg} \qquad (5.38)$$

5.6.1.1. Diagrama de stare a aerului umed

Amestecul aer - vapori de apă este caracterizat prin trei parametri de stare independenți : presiunea totală P , temperatura t și conținutul de umiditate x . La presiunea P constantă, transformările de stare ale aerului umed pot fi repre-

zentate grafic în diagramele de stare. Există o gamă largă de diagrame ale aerului umed, construite pentru presiuni totale cuprinse între 500 și 1000 mm Hg. Trasarea curbelor în diagrame se bazează pe relațiile analitice care definesc proprietățile aerului umed. In figura 5.18 este reprezentată diagrama de stare a aerului umed trasată de Ramzin în 1918, la presiunea totală de 745 mm Hg ; pe ordonată este notată entalpia iar pe abscisă conținutul de umiditate a aerului umed.

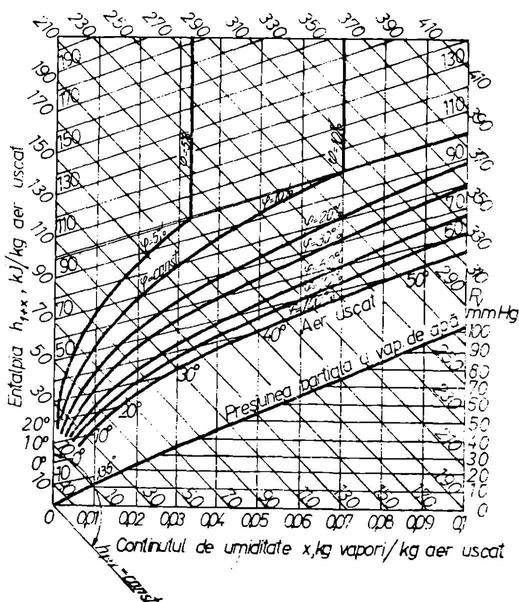


Fig. 5.18.
Diagrama h - x (după Ramzin).

Izotermele ar fi reprezentate în această diagramă de drepte cu înclinarea

$$\left(\frac{dh_{1+x}}{dx}\right)_t = 2500 + 1{,}863\ t \qquad (5.39)$$

Ecuația (5.39) se obține prin derivarea în raport cu x a ecuației (5.38). Din cauza valorii mari a căldurii latente de evaporare (r = 2500 KJ/Kg), izotermele ar fi mult înclinate față de axa absciselor, făcînd inutilă cea mai mare parte din cîmpul diagramei. Pentru aceasta diagramele de stare se construiesc în coordonatele oblice ; diagrama Ramzin este în coordonate oblice cu axa abscisselor decalată la 135^{o} (Diagrama h-x trasată de Mollier este asemănătoare cu diagrama Ramzin dar are axa abscisselor decalată la ~ 120^{o} față de ordonată). Abscisa perpendiculară pe ordonată se numește abscisă auxiliară și pe ea se notează conținutul de umiditate a aerului. Izotermele pleacă de pe ordonată și vor avea o mică înclinare față de abscisa auxiliară, determinată de termenul 1,863 t. Dreptele de entalpie constantă pleacă tot de pe ordonată, dar vor fi paralele cu abscisa oblică. Curbele de φ = const. se trasează pe baza relației (5.32). Pentru trasarea curbei $\varphi = 1$ sau $\varphi = 100$ % se iau din tabele, la diferite temperaturi, valorile presiunii vaporilor de apă la saturație și se calculează x_s - conținutul de umiditate în aerul umed saturat cu vapori de apă. Cu valorile t alese și x_s calculate se obțin punctele pentru trasarea curbei $\varphi = 100$ %.

Curba pentru $\varphi = 100$ % se numește curbă limită de saturație, deoarece ea separă domeniul ceții (cînd aerul este suprasaturat) de domeniul aerului umed nesaturat. Ea reprezintă locul geometric al tuturor punctelor care dau valoarea conți-

nutului de umiditate x_s a aerului saturat cu vapori de apă la diferite temperaturi.

Pentru curbele $\varphi < 100$ % se admit valori ale lui φ și se calculează x la diferite temperaturi. Toate curbele de φ = constant pot fi trasate numai pînă la temperatura de fierbere a apei la presiunea P la care este construită diagrama. De exemplu, la diagrama Ramzin această temperatură este 99,4°C - corespunzătoare presiunii barometrice de 745 mm Hg la care s-a construit diagrama. Peste 99,4°C presiunea de saturație a vaporilor de apă se consideră egală cu P și φ devine dependent numai de x (v.rel. 5.32), iar în diagramă se continuă aproape vertical.

In partea de jos a diagramei (sub curba φ = 1) s-a reprezentat curba care da presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul umed ; curba este trasată pe baza ecuației (5.30) rezolvată în raport cu p_v . Valorile lui p_v se citesc pe ordonata din dreapta diagramei.

<u>Determinarea proprietaților aerului umed cu ajutorul diagramei h - x .</u> Dacă sînt date două proprietăți de stare ale aerului umed, cu ajutorul diagramei h-x se află ușor toate celelalte proprietăți definite prin relațiile date mai înainte. De exemplu (v.fig.5.19) dacă sînt date temperatura t_A și umiditatea relativă φ_A starea aerului umed este reprezentată pe diagramă prin punctul A situat la intersecția izotermei t_A cu curba φ_A . Se duce prin acest punct paralela la abscisa oblică și se citește pe ordonată entalpia h_A ; coborînd din A perpendiculara pe abscisă auxiliară se află conținutul de umiditate x_A. Segmentul $\overline{ox}_A$ reprezintă presiunea parțială a vaporilor

Fig. 5.19.
Determinarea proprietăților aerului umed pe diagrama h-x.

din aerul umed ; valoarea ei se citește în partea dreaptă (ordonata punctului d).

Cu ajutorul diagramei h-x pot fi determinate foarte ușor alte două proprietăți de stare ale aerului umed și anume, temperatura termometrului umed t_u și temperatura punctului de rouă t_r .

<u>Temperatura punctului de rouă</u> sau temperatura de saturație se numește temperatura pînă la care trebuie răcit aerul umed (la x = const.) pentru ca el să devină saturat. La această temperatură vaporii de apă din aer condensează transformîndu-se în ceață (φ = 100 %). Presiunea lor parțială devine egală cu presiunea vaporilor saturați de apă la temperatura respectivă. Pe figura 5.19 aerul caracterizat prin punctul A răcindu-se la x_A = const. intersectează curba φ= 100 % (devine saturat) în punctul a . Izoterma care trece prin punctul a dă temperatura punctului de rouă t_r a aerului umed caracterizat prin punctul A.

Dacă se cunoaște temperatura aerului umed și temperatura punctului de rouă se poate afla umiditatea sa relativă φ din relația :

$$\varphi = \frac{(p_{v_s})_{t_r}}{(p_{v_s})_t} \qquad (5.40)$$

unde : $(p_{v_s})_{t_r}$ este presiunea de saturație a vaporilor de apă la temperatura t_r ;

$(p_{v_s})_t$ - presiunea de saturație a vaporilor de apă la temperatura t a aerului umed.

Temperatura termometrului umed reprezintă temperatura pe care o ia apa care se evaporă în contact cu aerul spre sfîrșitul procesului de evaporare. In acest moment se consideră că procesul evaporării apei, aflată în contact cu aerul, se desfășoară în regim adiabatic,respectiv toată căldura necesară pentru evaporarea umidității este preluată numai de la aer iar vaporii rezultați ajung în aer. Pe măsura evaporării aerul se răcește și se îmbogățește cu vapori de apă. Cînd aerul se saturează cu vapori de apă se atinge starea de echilibru și evaporarea umidității încetează. Temperatura aerului în acest moment devine egală cu temperatura termometrului umed. Ea se mai numește și temperatura limită de răcire a aerului în contact cu apa care se evaporă.

Deoarece procesul evaporării apei în contact cu aerul se consideră în regim adiabatic, respectiv la entalpie constantă a aerului, temperatura termometrului umed se poate afla pe diagrama h-x la intersecția izentalpei aerului de stare dată cu curba φ= 100 %. Pentru aerul caracterizat prin punctul A izentalpa h_A = const. intersectează curba φ= 100 % în punctul b . Izoterma care trece prin punctul b dă temperatura termometrului umed t_u .

Reprezentarea în diagrama h-x a transformărilor de stare ale aerului umed. Procesul încălzirii aerului se reprezintă în diagramă prin verticala AB (v.fig. 5.20.a) deoarece

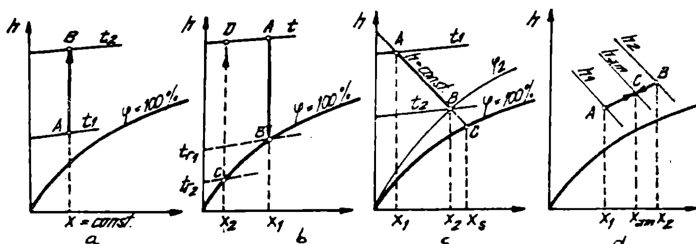


Fig. 5.20.
Transformările aerului umed reprezentate în diagrama h - x .

prin încălzirea aerului de la temperatura t_1 la temperatura t_2 conținutul de umiditate nu se modifică (x = const.). Răcirea aerului umed nesaturat se produce tot la x = const. și este reprezentată prin dreapta BA.

Procesul uscării aerului prin răcire este reprezentat în fig. 5.20.b prin curba ABC : în prima etapă are loc răcirea aerului la x_1 = const (dreapta AB) pînă la temperatura punctului de t_{r_1} cînd aerul devine saturat (φ= 100%) ; dacă se continuă răcirea se produce condensarea și o parte din vaporii de apa se transformă în picături. Procesul răcirii aerului cu condensarea parțială a vaporilor de apă este reprezentat pe curba φ= = 100 % (ramura BC). In punctul C aerul are conținutul de umiditate x_2 și temperatura de rouă t_{r_2}. Diferența x_1 - x_2 reprezintă cantitatea de vapori de apa care a condensat. Dacă aerul caracterizat prin punctul C este din nou încălzit la temperatura t (dreapta CD), el va avea umiditatea relativă mult mai mică (corespunzătoare punctului D).

Procesul evaporării adiabatice a apei în contact cu aerul

este reprezentat în fig. 5.20.c : aerul, caracterizat prin punctul A, venind în contact cu un material umed se răcește cedînd căldură pentru evaporarea apei. Vaporii de apă ajung în aer mărindu -i conținutul de umiditate de la x_1 la x_2. Evaporarea avînd loc în regim adiabatic, entalpia aerului rămîne constantă și procesul se reprezintă prin dreapta AB ($h_A = h_B$ = const.). Dacă aerul este menținut în continuare în contact cu materialul umed, el continuă să se răcească și să se îmbogățească în vapori de apă pînă devine saturat (punctul C); temperatura sa devine egală cu temperatura termometrului umed care este și temperatura pe care o are umiditatea din material. Punctul C reprezintă starea limită a aerului în procesul uscării, cînd se realizează un echilibru dinamic între umiditatea aerului și umiditatea materialului. Acest echilibru este caracterizat prin egalitatea presiunii de vapori a umidității din material și presiunea parțială a vaporilor de apă din aer. După atingerea stării de echilibru nu se mai produce evaporarea umidității din material sau, cu alte cuvinte, el nu se mai usucă în contact cu aerul. In practică, din motive de productivitate, uscarea cu aer nu se conduce pînă la atingerea stării de echilibru cînd aerul devine saturat, ci pînă la atingerea unui conținut de umiditate $x_2 < x_s$. Cantitatea de apă îndepărtată prin uscare cu aer este $x_2 - x_1$ Kg/Kg aer uscat.

In fig. 5.20.d este reprezentat procesul amestecării aerului cu stări diferite : din aerul reprezentat prin punctul A, cu entalpia h_1 și conținutul de umiditate x_1 și aerul reprezentat prin punctul B, cu entalpia h_2 și conținutul de umiditate x_2, se obține un amestec caracterizat prin punctul C. Admițînd că la 1 Kg aer reprezentat prin punctul A corespund

n Kg aer reprezentat prin punctul B se obține dintr-un bilanț termic entalpia amestecului :

$$h_{am}(1 + n) = 1.h_1 + n.h_2 \Rightarrow$$

$$h_{am} = \frac{h_1 + n\,h_2}{1 + n} \quad , \text{KJ/Kg} \qquad (5.41)$$

Din bilanțul de mai sus pentru umiditate se obține conținutul de umiditate al amestecului :

$$x_{am} = \frac{x_1 + n\,x_2}{1 + n} \quad , \text{Kg/Kg} \qquad (5.42)$$

Se poate demonstra că punctele A, B și C sînt coliniare.

5.6.2. Echilibrul material umed - aer

Procesul de uscare este influențat în mare măsură de modul cum este legată apa cu materialul supus uscării. O clasificare rațională a modurilor de legare a umidității cu materialele se face după natura și intensitatea energiei de legătură. După acest criteriu se deosebesc trei moduri de legare a apei : apă legată chimic, apă legată fizico - chimic și apă legată mecanic.

Apa legată chimic o reprezintă apa de constituție structurală. Ea se află într-un raport strict determinat și nu se îndepărtează prin uscare pentru a nu distruge materialul. Energia de legare chimică a apei este de ordinul de mărime a energiei reacțiilor chimice.

Apa legată fizico - chimic o constituie apa reținută prin adsorbție fizică și prin osmoză. Osmoza este fenomenul de

difuziune a umidității printr-un mediu despărțitor constituit, de exemplu, dintr-o membrană coloidală de tip gel. Apa este reținuta prin osmoză în pereții capilarelor sau în interiorul micelelor coloidale, după ce încetează adsorbția fizică. Cantitatea de apă reținută prin osmoză poate fi importantă ; de exemplu gelatina reține prin osmoză de 50 ori mai multă apă decît aceea legată prin adsorbție.

Apa legată mecanic - o constituie apa conținută în orice proporție în material, în afară de apa reținută prin adsorbție sau osmoză. Apa legată mecanic este reținută în interiorul capilarelor în pori sau la suprafața materialelor. Aceasta din urmă este reținută prin forțe de adeziune și se numește apă de umezire.

Materialele se compară, sub aspectul comportării la uscare, cu corpurile coloidale - capilaro - poroase la care se întîlnesc toate formele de legare a umidității.

Corpurile coloidale sînt geluri elastice care prin îndepărtarea umidității se contractă, dar își păstrează elasticitatea (gelatina, aluatul, suspensiile de argilă).

Corpurile capilaro - poroase în care umiditatea este legată prin forțe de capilaritate, după îndepărtarea umidității devin g fragile, sfarîmicioase.

Corpurile coloidalo - capilaro - poroase prezintă o anumită elasticitate a capilarelor și porilor și, drept urmare, prin umezire se umflă.

Dacă se supun uscării, materialele cu un conținut mare de umiditate, aceasta se transferă prin material în timpul procesului, sub formă lichidă (apa legată osmotic) apoi, pe măsura scăderii umidității,apa se transferă atît sub formă de

vapori cît şi sub formă de lichid (apa legată prin forţe de capilaritate). Spre sfîrşitul uscării, cînd a mai rămas puţină umiditate în material, apa se transferă numai sub formă de vapori (apa reţinuta prin adsorbţie).

Umiditatea care se îndepărteaza prin uscare se împarte în umiditate liberă şi umiditate higroscopică. Pe durata îndepărtării umidităţii libere, presiunea vaporilor de apă în imediata vecinătate a suprafeţei materialului este egală cu presiunea vaporilor saturaţi ai apei la temperatura materialului. Potenţialul procesului de îndepărtare a umidităţii libere poate fi exprimat ca diferenţă între presiunea de saturaţie a vaporilor de apa la temperatura materialului (temperatura termometrului umed) şi presiunea parţială a vaporilor de apă din mediul înconjurător.

In cazul umidităţii higroscopice, datorită forţelor de legare a umidităţii cu materialul, presiunea vaporilor de apă în imediata vecinătate a suprafeţei materialului poate fi mai mică decît presiunea vaporilor saturaţi la temperatura materialului. Indepărtarea umidităţii higroscopice se face mai greu prin uscare cu aer. Un material umed pus în contact cu aerul se va usca dacă presiunea vaporilor de apă de deasupra materialului este mai mare decît presiunea parţială a vaporilor de apă din aer. Dimpotrivă, dacă un material uscat este pus în contact cu aerul umed în care presiunea parţială a vaporilor de apa este mai mare decît presiunea vaporilor de apa de deasupra materialului are loc umezirea acestuia din urmă.

In ambele cazuri procesul încetează atunci cînd presiunea parţială a vaporilor de apă din aer devine egală cu presiunea

vaporilor de apă de la suprafaţa materialului. Umiditatea materialului în acest moment se numeşte umiditate de echilibru. Valoarea umidităţii de echilibru depinde de parametrii aerului în contact cu materialul şi se determină pe cale experimentală modificînd umiditatea relativă φ şi menţinînd constantă temperatura aerului. Locul geometric al tuturor punctelor caracterizînd starea de echilibru material umed - aer reprezintă curbe de tipul celor din fig. 5.21. In ordonată s-a notat umiditatea relativă a aerului iar în abscisă - umiditatea materialului w exprimată în Kg umiditate / Kg material umed. S-au reprezentat două curbe de echilibru pentru două temperaturi ale aerului care se menţin constante în experimentare ($t_2 > t_1$). Dacă un material conţinînd umiditatea w_{i_A} este pus în contact cu aerul care are, de exemplu $\varphi = 0,65$, o parte din umiditate trece în aer. Dacă durata de contact a materialului cu aerul este suficient de mare se atinge starea de echilibru cînd presiunea parţială a vaporilor de apă din aer devine egală cu presiunea de vapori a umidităţii din material. Concentraţia umidităţii materialului la starea de echilibru este w_e şi ea nu se mai schimbă dacă parametrii aerului rămîn constanţi. Evoluţia stării materialului de pa punctul A la punctul C reprezintă procesul de uscare în condiţii

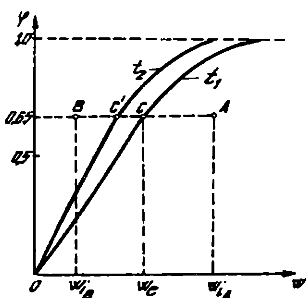


Fig. 5.21.
Curbe de echilibru material umed - aer.

constante ale agentului de uscare (aerul are în timpul procesului $\varphi = 0,65$ şi temperatura t_1).

Dacă un material cu umiditatea iniţială w_{iB} mai mică decît umiditatea de echilibru este pus în contact cu aerul, o parte din umiditatea din aer trece în material pînă cînd acesta atinge umiditatea de echilibru. Evoluţia procesului de la punctul B la punctul C reprezintă umezirea materialului.

Dacă materialul reprezentat prin punctele A sau B este pus în contact cu aerul de alţi parametri, starea de echilibru va fi caracterizată prin altă valoare a umidităţii. De exemplu, dacă aerul are $\varphi = 0,65$ dar $t_2 > t_1$, umiditatea de echilibru va fi abscisa punctului C' care este mai mică decît abscisa punctului C.

Se observă din fig. 5.21 că umiditatea materialului la echilibru poate fi mai mică dacă materialul se află în contact cu aerul a cărui temperatură este mai mare, la aceeaşi umiditate relativă sau, a cărui umiditate relativă este mai mică, la aceeaşi temperatură.

Cunoaşterea umidităţii de echilibru a materialelor în contact cu aerul este importantă pentru stabilirea condiţiilor de uscare într-un uscător, stabilirea punctului final al procesului şi, uneori, pentru stabilirea condiţiilor de depozitare a materialelor după uscare. Acest ultim aspect este legat de faptul că dacă un material are la ieşirea din uscător o umiditate mai mică decît umiditatea de echilibru în contact cu aerul atmosferic el se va umezi dacă nu este protejat.

In tabelul 5.1 sînt date umidităţile de echilibru a cîtorva materiale de construcţie în contact cu aerul de diferiţi parametri.

Tabelul 5.1. Umiditatea de echilibru w_e % a unor materiale de construcţie

Materialul	Temperatura, °C	Umiditatea relativă φ %						
		40	50	60	70	80	90	100
Calcar	0-35	0,06	0,065	0,08	0,11	0,17	0,255	0,57
Cărămidă roşie	0-55	0,055	0,07	0,10	0,16	0,245	0,365	0,53
Cărămidă diatomit	0-35	1,05	1,25	1,55	2,00	2,85	4,45	7,10
Mortar de ciment 1:4	0-35	7,70	9,40	11,40	14,20	18,80	25,40	34,80

5.6.3. Cinetica uscării

Viteza procesului de uscare se defineşte prin cantitatea de umiditate îndepărtată în unitatea de timp de pe un metru pătrat suprafaţă de uscare. Viteza de uscare este influenţată de numeroşi factori cum ar fi natura şi structura materialului de uscat, modul de legare a apei cu materialul, conţinutul iniţial şi final de umiditate din material, parametrii agentului de uscare. Din acest motiv nu există o ecuaţie analitică de calcul a vitezei de uscare, stabilită pe baze teoretice. Dimensionarea uscătoarelor se bazează pe date experimentale de laborator asupra vitezei de uscare, date care sînt apoi transpuse la condiţiile industriale.

In organizarea experimentărilor se pleacă de la ecuaţia

diferențială care definește viteza de uscare :

$$u = \frac{dW}{A\, d\tau} \quad Kg/m^2.s \qquad (5.43)$$

în care : u - viteza de uscare ;

W - umiditatea îndepărtată, Kg ;

τ - durata de uscare, s ;

A - suprafața de uscare, m^2.

Datele experimentale directe se obțin, de obicei, trecînd aer de parametri constanți peste un strat subțire de material și determinînd prin cîntărire continuă sau la intervale de timp prestabilite masa materialului. Se obține astfel curba care reprezintă variația în timp a umidității materialului (v.fig. 5.22.a). Dacă în locul umidității se ia pe ordonată viteza de uscare calculată, pe baza datelor experimentale, prin transformarea ecuației diferențiale [ecuația (5.43)] într-o ecuație cu diferențe finite se obține diagrama din figura 5.22.b, care dă viteza de uscare în funcție de timp ; curba din această diagramă este curba diferențială a celei din figura 5.22.a.

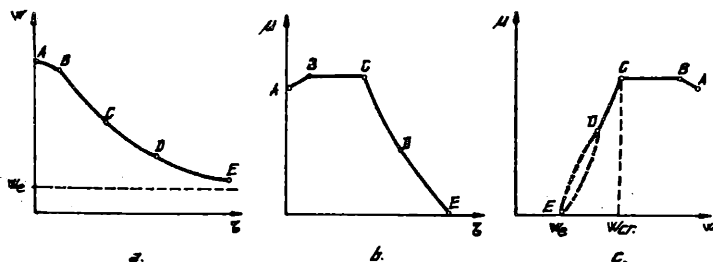


Fig. 5.22.
Diagramele vitezei de uscare.

Mai reprezentativă pentru evoluţia uscării este diagrama din figura 5.22.c care redă variaţia vitezei de uscare în funcţie de umiditatea materialului. Analiza curbelor din fig. 5.22 conduce la concluzia că viteza de uscare are două perioade : în prima perioadă, cînd se îndepărtează cea mai mare parte din umiditatea de la suprafaţa materialului, viteza de uscare este constantă şi are valoarea maximă ; în a doua perioadă, cînd începe să se îndepărteze şi umiditatea care se transferă prin difuzie din interiorul stratului de material, viteza scade pe măsura ce uscarea avansează. In fig. 5.22.a ramura AB reprezintă perioada de încălzire a materialului însoţită de o scădere mică a umidităţii materialului. Trebuie subliniat că în prima perioadă de uscare viteza de difuzie a apei din interior spre suprafaţa materialului este mai mare decît viteza de evaporare a apei la suprafaţa materialului şi viteza de uscare depinde de viteza de evaporare. Materialul se încălzeşte pînă la temperatura termometrului umed corespunzătoare aerului din uscător astfel că potenţialul evaporării în prima perioadă este constant şi egal cu diferenţa între presiunea de saturaţie a vaporilor de apă la temperatura termometrului umed şi presiunea parţială a vaporilor de apă în aerul din uscător. Viteza de evaporare şi implicit de uscare în prima perioadă nu depinde nici de umiditatea iniţială a materialului nici de grosimea stratului de material ci,numai de parametrii aerului (temperatură, umiditatea relativă, viteza de circulaţie deasupra materialului). Suprafaţa de uscare în prima periodă este suprafaţa liberă a materialului care de asemenea este constantă. Dacă parametrii aerului se menţin constanţi umidita-

tea materialului scade liniar în timp , (ramura BC în fig. 5.22.a) şi viteza de uscare este constantă (ramurile BC în fig. 5.22.b şi 5.22.c).

Punctul C caracterizează momentul cînd pe suprafaţa materialului apare primul punct uscat (fără umiditate de suprafaţă). Conţinutul de umiditate a materialului în acest moment se numeşte umiditate critică. După atingerea umidităţii critice, procesul de uscare devine complex : temperatura materialului creşte continuu şi poate ajunge cu cîteva grade mai mică decît temperatura aerului, uscarea avansează în interiorul golurilor şi, drept urmare, suprafaţa de uscare variază, începe îndepărtarea apei legată fizico -chimic. In noile condiţii viteza de uscare scade ; ea poate să scadă liniar (ramurile CD) sau după curbe cu anumite configuraţii (ramurile DE). Configuraţia porţiunilor de curbă DE este determinată de modul cum este legată apa cu materialul şi de mecanismul de îndepărtare a ei.

In a doua perioadă, viteza de uscare depinde de conţinutul de umiditate din material, de grosimea stratului de material supus uscării şi de temperatură dar, nu depinde de viteza aerului.

Dacă durata de contact material umed - aer este destul de mare, umiditatea materialului scade pînă la umiditatea de echilibru corespunzătoare condiţiilor din uscător. Cînd se atinge umiditatea de echilibru (punctul E) viteza de uscare devine nulă şi procesul încetează.

5.6.4. Bilanţul de materiale la uscare

Concentraţia umidităţii materialului se exprimă în fracţii masice w sau rapoarte masice w' :

$$w = \frac{W_t}{G_a + W_t} , \quad \frac{\text{Kg umiditate}}{\text{Kg mat.umed}} \qquad (5.44)$$

$$w' = \frac{W_t}{G_a} , \quad \frac{\text{Kg umiditate}}{\text{Kg mat. anhidru}} \qquad (5.45)$$

Legătura între w şi w' se stabileşte prin relaţiile :

$$w' = \frac{w}{1-w} \qquad \text{sau} \qquad (5.46)$$

$$w = \frac{w}{1 + w'} \qquad (5.47)$$

In relaţiile (5.44) - (5.45) s-a notat :

G_a - cantitatea de material anhidru Kg ;

W_t - cantitatea totală de umiditate din materialul umed, Kg ;

$G_a + W_t$ - cantitatea totală de material umed, Kg ;

Relaţiile îşi păstrează valabilitatea dacă în locul cantităţilor se folosesc debitele masice corespunzătoare.

In fig. 5.23 sînt notate mărimile implicate în alcătuirea bilanţului de materiale la uscare : G_1 - debitul de material umed supus uscării, Kg/s ; w_1 - concentraţia umidităţii materialului umed supus uscării ; G_2 - debitul de material uscat, Kg/s ; w_2 - concentraţia umidităţii materialului uscat ; W - debitul de umiditate îndepărtată cu aerul prin uscare, Kg/s ; L - debitul de aer absolut uscat necesar pentru uscare, Kg/s ; x_1, x_2- conţinutul de umiditate a aerului la intrarea şi ieşirea din

uscător, Kg umidit./Kg aer uscat.

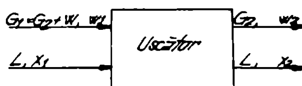


Fig. 5.23.
Mărimile implicate în bilanţul de materiale la uscare.

Se face menţiunea că noţiunea de "material uscat" este relativă şi nu trebuie confundată cu noţiunea de material anhidru sau absolut uscat. După cum s-a arătat mai înainte, materialul nu poate fi uscat în contact cu aerul decît cel mult pînă la umiditatea de echilibru corespunzătoare condiţiilor din uscător.

In procesul de uscare de obicei sînt date mărimile G_1, w_1 şi se impune umiditatea finală a produsului w_2. Se cere sa se calculeze debitul de umiditate îndepărtată, debitul de produs obţinut dupa uscare şi debitul de aer necesar la uscare. Pe baza relaţiilor (5.44) - (5.47) şi a notaţiilor din fig. 5.23 se pot scrie ecuaţiile de bilanţ de materiale cu care se calculează mărimile cerute.

<u>Bilanţul substanţei anhidre</u>

Dacă se neglijează pierderile accidentale de material, conform principiului conservarii masei, debitul de sunbstanţa anhidra G_a care intră cu materialul supus uscării trebuie sa fie egal cu debitul de substanţă anhidră scoasă cu materialul uscat :

$$G_a = G_1(1 - w_1) = G_2(1 - w_2) \qquad (5.48)$$

de unde se calculează debitul de produs G_2 :

$$G_2 = G_1 \frac{1 - w_1}{1 - w_2} \text{ , Kg/s} \qquad (5.49)$$

Debitul de umiditate îndepărtată este $W = G_1 - G_2$ sau, pe baza relației (5.49) :

$$W = G_1 \frac{w_1 - w_2}{1 - w_2} \text{ , Kg/s} \qquad (5.50)$$

W poate fi calculat și ca diferența între umiditatea totală introdusă cu materialul umed și umiditatea scoasă cu produsul :

$$W = G_1 \cdot w_1 - G_2 \cdot w_2 \text{ , Kg/s} \qquad (5.51)$$

Bilanțul umidității totale

Odată cu aerul absolut uscat în uscător intră debitul de umiditate Lx_1 iar cu aerul din uscător este scos debitul de umiditate Lx_2 . Ținînd cont și de umiditatea introdusă și scoasă cu materialul, se poate scrie :

$$G_1 w_1 + Lx_1 = G_2 w_2 + Lx_2 \qquad (5.52)$$

sau

$$L(x_2 - x_1) = G_1 w_1 - G_2 w_2 = W \qquad (5.53)$$

de unde se calculează debitul de aer uscat necesar pentru uscare:

$$L = \frac{W}{x_2 - x_1} \text{ , Kg/s} \qquad (5.54)$$

Impărțind ecuația (5.54) prin W se obține :

$$\ell = \frac{L}{W} = \frac{1}{x_2 - x_1} \quad \frac{\text{Kg aer}}{\text{Kg umiditate îndep.}} \qquad (5.55)$$

unde ℓ este consumul specific de aer, respectiv cantitatea de aer absolut uscat necesară pentru a îndepărta un Kg de umiditate din material. In practica industrială $\ell = 20 \div 50$ Kg/Kg.

5.6.5. Durata uscării

Pentru dimensionarea uscătoarelor este necesar să se cunoască durata de uscare şi suprafaţa materialului în contact cu aerul. Aceasta din urmă depinde de forma în care se prezintă materialul supus uscării (foi, pînze, granule, paste), de modul de aranjare sau de deplasare în uscător.

In vederea stabilirii duratei procesului, uscarea se studiază în două variante :

a) uscarea în condiţii constante, cînd aerul are aceeaşi temperatură şi umiditate indiferent de timp şi spaţiu ; de exemplu uscarea unui strat subţire de material cu aer de temperatură şi umiditate constante. Uscarea în condiţii constante decurge în regim nestaţionar din punctul de vedere al variaţiei proprietăţilor materialului supus uscării.

b) uscarea în condiţii variabile, cînd aerul îşi schimbă temperatura şi umiditatea deplasîndu-se în echicurent sau în contracurent cu materialul ; procesul este în regim staţionar deoarece atît proprietăţile aerului cît şi ale materialului depind de coordonatele spaţiului din interiorul uscătorului dar, nu depind de timp. Calculul duratei de uscare în condiţii variabile este destul de dificil şi se face cu multe aproximări. In continuare se va prezenta calculul duratei de uscare în condiţii constante ale aerului.

5.6.5.1. Durata uscării în perioada cu viteză constantă de uscare

In prima perioadă a uscării are loc în principal evaporarea apei lichide de pe suprafaţa materialului în contact cu aerul şi difuziunea vaporilor în aer. După cum s-a arătat mai înainte, difuziunea internă nu limitează procesul în această perioadă şi, drept urmare, masa umidităţii îndepărtate din material în unitatea de timp este egală cu masa de apă evaporată în unitatea de timp. Aceasta din urmă poate fi calculată cu relaţia:

$$\frac{dW}{d\tau} = k_u \cdot A(p_{v_s} - p_v) \qquad (5.56)$$

în care : W - umiditatea materialului, Kg ;

τ - timpul, s ;

A - suprafaţa materialului în contact cu aerul, m^2;

k_u - coeficient de evaporare a apei în contact cu aerul ;

p_{v_s} - presiunea vaporilor de apă saturaţi la temperatura suprafeţei materialului (în condiţiile uscării adiabatice t_s este temperatura termometrului umed) ;

p_v - presiunea parţială a vaporilor de apă din aer.

Pe baza rezultatelor experimentale s-a stabilit următoarea ecuaţie de calcul a coeficientului k_u, cînd aerul curge paralel cu suprafaţa materialului :

$$k_u = 0{,}0745(w.\rho)^{0{,}8} \qquad Kg/m^2s.Torr \ (5.57)$$

unde : w - viteza aerului, m/s ; ρ- densitatea aerului, Kg/m^3.

/

Cînd aerul curge perpendicular pe material (străbate materialul), k_u este aproape de două ori mai mare.

Deoarece cantitatea de apă evaporată este egală cu cantitatea de vapori care difuzează în aerul de deasupra materialului, în locul ecuației (5.56) se poate folosi relația :

$$\frac{dW}{d\tau} = k'_u \cdot A(x_s - x) \qquad (5.58)$$

în care : k_u' - coeficientul de uscare ;

x_s, x - conținutul de umiditate a aerului saturat și nesaturat, calculate la temperatura t a aerului din uscător.

Observînd că la starea de saturație $\varphi = 1$ și neglijînd la numitorul relațiilor (5.30) și (5.32) p_v și p_{v_s} se poate scrie :

$$x = 0{,}622 \frac{p_v}{P} \quad \text{și} \quad x_s = 0{,}622 \frac{p_{v_s}}{P}$$

care, introduse în ecuația (5.58) conduc la expresia :

$$\frac{dW}{d\tau} = A \cdot k_u' \cdot \frac{0{,}622}{P}(p_{v_s} - p_v) \qquad (5.59)$$

Din raportul ecuațiilor (5.59) și (5.56) se obține relația:

$$k_u' = k_u \frac{P}{0{,}622} \qquad (5.60)$$

cu care se calculează coeficientul de uscare k_u'.

Dacă se retranscrie ecuația (5.58) sub forma :

$$\frac{dW}{A d\tau} = k_u'(x_s - x) = K \qquad (5.61)$$

se observă că ea reprezintă tocmai viteza de uscare care este constantă în prima perioadă. Valoarea ei se află calculînd mai întîi k_u' prin intermediul relațiilor (5.57) și (5.60). Pentru a calcula durata de uscare τ_1 în prima perioadă se combină ecuația (5.61) cu ecuația diferențială de bilanț pentru

umiditatea materialului :

$$dW = - G_a \cdot dw' \qquad (5.62)$$

în care : G_a - cantitatea de substanţă anhidră din materialul umed, Kg ;

w' - concentraţia umidităţii materialului, în rapoarte masice. Din ecuaţiile (5.61) şi (5.62) se află :

$$- \frac{G_a}{A.K} \cdot dw' = d\tau \qquad (5.63)$$

Limitele de variaţie ale umidităţii materialului în prima perioadă sînt de la umiditatea iniţială w'_i la umiditatea critică w'_{cr}. Integrînd ecuaţia (5.63) se obţine :

$$- \frac{G_a}{A.K} \cdot \int_{w'_i}^{w'_{cr}} dw' = \int_0^{\tau_1} d\tau \qquad (5.64)$$

sau :

$$\frac{G_a}{A.K} (w'_i - w'_{cr}) = \tau_1 \qquad (5.65)$$

Utilizarea ecuaţiei (5.65) pentru calculul duratei de uscare în prima perioadă impune determinarea experimentală a umidităţii critice a materialului.

5.6.5.2. Durata uscării în perioada cu viteză descrescătoare de uscare

Pentru determinarea duratei de uscare τ_2 în a doua perioadă, se observă în fig. 5.24 asemănarea triunghiurilor EFD şi CED;

$$\frac{CE}{EF} = \frac{ED}{DF} \qquad (5.67)$$

Segmentul $\overline{CE}$ reprezintă viteza de uscare $dW/A.d\tau$ în a doua perioadă de uscare, iar $\overline{EF} = K$ este viteza de uscare în prima perioadă ; segmentul $\overline{ED} = w' - w'_e$ şi $\overline{DF} = w'_{cr} - w'_e$.

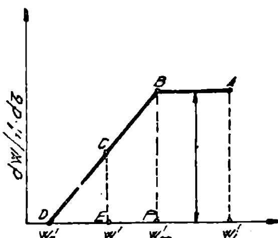


Fig. 5.24.
Determinarea duratei de uscare.

Introducînd valoarea segmentelor în relația (5.67) se găsește :

$$\frac{dW}{K.A.d\tau} = \frac{w'-w'_e}{w'_{cr}-w'_e} \quad (5.68)$$

Introducînd în ecuația (5.68) dW din ecuația (5.62) și separînd variabilele se obține :

$$-\frac{G_a(w'_{cr}-w'_e)}{K\ A} \cdot \frac{dw'}{w'-w'_e} = d\tau \quad (5.69)$$

Ecuația (5.69) se integrează între limitele w'_{cr} - umiditatea critică a materialului și w'_f - umiditatea produsului după uscare ; pentru timp, limitele de integrare sînt între zero și τ_2 - durata uscării în a doua perioadă :

$$\frac{G_a(w'_{cr} - w'_e)}{A.K} \cdot \int_{w'_f}^{w'} \frac{dw'}{w'-w'_e} = \int_0^{\tau_2} d\tau$$

de unde se obține :

$$\tau_2 = \frac{G_a(w'_{cr} - w'_e)}{K\ A} \ln \frac{w'_{cr} - w'_e}{w'_f - w'_e} \quad (5.70)$$

Din ecuația (5.70) rezultă că durata uscării în a doua perioadă depinde de umiditatea critică și de echilibru a materialului și de viteza de uscare în prima perioadă ; cu alte cuvinte, procesul de uscare în a doua perioadă este influențat de condițiile uscării în prima perioadă.

5.6.6. Bilanţul termic la uscare

In principiu o instalaţie de uscare (fig. 5.25) constă dintr-un calorifer principal(1), unul sau mai multe calorifere

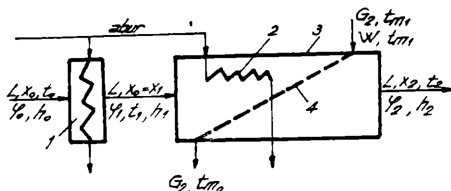


Fig. 5.25.
Schema de principiu a unei instalaţii de uscare.

suplimentare (2), uscătorul propriu-zis (3) şi transportorul de material (4). Aerul atmosferic cu parametrii x_0, φ_0, t_0, h_0 se încălzeşte în caloriferul principal şi intră în uscător cu parametrii $x_1 = x_0$, $\varphi_1 t_1, h_1$; concomitent cu realizarea uscării aerul poate primi în uscător căldură prin intermediul caloriferului suplimentar. La ieşirea din uscător, aerul are parametrii x_2, φ_2, t_2, h_2.

In proces se consumă căldură pentru încălzirea aerului, a materialului şi transportorului ; o parte din căldură se pierde prin sistemul de izolare termică a uscătorului. Pentru calculul necesarului de căldură şi, implicit, a consumului de agent termic se alcătuieşte bilanţul termic la uscare ; conform principiului conservării energiei, în procesul staţionar suma fluxurilor de căldură intrată trebuie să fie egală cu suma

fluxurilor de căldură ieşită.

Căldura intrată

- căldura sensibilă a aerului atmosferic Lh_o ;

- căldura sensibilă a materialului iniţial care poate fi scrisă ca suma căldurii sensibile a produsului uscat $G_2 . C_{p_m} . t_{m_1}$ şi căldura sensibilă a umidităţii îndepărtate $W . C_{p_w} . t_{m_1}$. Cele două călduri sensibile se calculează la temperatura t_{m_1} pe care o are materialul umed supus uscării. C_{p_m} şi C_{p_w} reprezintă căldurile specifice ale produsului şi ale apei la temperatura medie a materialului ;

- căldura sensibilă a transportorului la condiţiile de intrare a materialului în uscător, $G_t . C_{p_t} . t_{m_1}$ unde C_{p_t} este căldura specifică a transportorului ;

- căldura cedată aerului în caloriferul principal Q_c ;

- căldura cedată aerului în caloriferul suplimentar Q_s.

Căldura ieşită

- căldura sensibilă a aerului la ieşirea din uscător $L\,h_2$;

- căldura sensibilă a produsului, $G_2 . C_{p_m} . t_{m_2}$;

- căldura sensibilă a transportorului, $G_t . C_{p_t} . t_{m_2}$;

- căldura pierdută în mediul înconjurător Q_p .

Bilanţul termic va avea, prin urmare, forma :

$$L . h_o + G_2 . C_{p_m} . t_{m_1} + W . C_{p_w} . t_{m_1} + G_t . C_{p_t} . t_{m_1} + Q_c + Q_s =$$
$$= L . h_2 + G_2 . C_{p_m} . t_{m_2} + G_t . C_{p_t} . t_{m_2} + Q_p \qquad (5.71)$$

Se rezolvă ecuaţia (5.71) înra raport cu Q_c şi Q_s :

$$Q_c + Q_s = L(h_2 - h_o) + G_2 . C_{p_m}(t_{m_2} - t_{m_1}) + G_t . C_{p_t}(t_{m_2} -$$
$$- t_{m_1}) + Q_p - W . C_{p_w} . t_{m_1} \text{ , J/s} \qquad (5.72)$$

Pentru a calcula consumul de căldură necesar îndepărtării unui Kilogram de umiditate se împarte ecuația (5.72) prin W și se notează rapoartele corespunzătoare cu litere mici :

$$q_c + q_s = \ell(h_2-h_o) + q_m+q_t-q_w+q_p \ [J/Kg] \qquad (5.73)$$

sau :

$$q_c = \ell(h_2 - h_o) + (q_m + q_t + q_p) - (q_w + q_s) \qquad (5.74)$$

Din bilanțul termic alcătuit numai pentru caloriferul principal se află :

$$Q_c = L(h_1 - h_o) \quad , \quad J/s$$

sau :

$$q_c = \ell(h_1 - h_o) \quad , \quad J/Kg \text{ umiditate} \qquad (5.75)$$

Din ecuațiile (5.74) și (5.75) se obține :

$$\ell(h_2-h_1) = h_w + q_s - (q_m + q_t + q_p) \qquad (5.76)$$

în care :

$$(h_w + q_s) - (q_w + q_t + q_p) = \Delta \qquad (5.77)$$

Mărimea Δ caracterizează abaterea procesului de uscare real de la cel teoretic. Ținînd cont de ecuația (5.55) și de ecuația (5.77) se poate scrie ecuația (5.76) sub forma :

$$\frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_o} = \Delta \qquad (5.78)$$

Conținutul de umiditate a aerului la ieșirea din uscător este mai mare decît la intrare ($x_2 > x_o$) și, prin urmare, semnul lui Δ este și semnul numărătorului, în ecuația (5.78). Cînd $\Delta < 0$ rezultă că și $h_2 < h_1$ respectiv entalpia aerului este mai mică la ieșirea din uscător ; cînd $\Delta > 0$, $h_2 > h_1$ și după uscare aerul are entalpia mai mare decît la intrarea în uscător. Aceste două situații corespund uscătoarelor reale ; în prima situație aerul primește în caloriferul suplimentar o cantitate de căldură care nu acoperă necesarul pentru preîncălzirea

materialului şi a transportorului şi pentru compensarea pierderilor ; în a doua situaţie, dimpotrivă, aerul primeşte căldură în exces.

Cînd $\Delta = 0$, $h_2 = h_1$ respectiv uscarea se face fără variaţia entalpiei aerului. Uscătorul care funcţionează în aceste condiţii se numeşte uscător teoretic. Dacă nu există calorifer suplimentar, în uscătorul teoretic se presupune că materialul şi transportorul au la intrare şi ieşire temperatura la care se face uscarea iar pierderile de căldură în exterior sînt nule. Un uscător real funcţionează ca uscător teoretic dacă suma dintre căldura sensibilă a umidităţii şi căldura cedată aerului în caloriferul suplimentar este egală cu căldura necesară preîncălzirii materialului şi transportorului şi căldura pierdută (v.ecuaţia 5.77).

In diagrama din fig. 5.26 este reprezentat procesul de uscare într-un uscător real şi în uscătorul teoretic. Aerul atmosferic reprezentat prin punctul A, cu parametrii x_0, t_0, φ_0, h_0 se încălzeşte în caloriferul principal pînă în punctul B unde are parametrii $x_0 = x_1$, t_1, φ_1, h_1 ; cu aceşti parametri aerul intră în uscător unde starea aerului variază după izentalpa BC, în cazul uscătorului teoretic sau după politropele BC" şi BC', în cazul uscătorului real. Cînd procesul se desfăşoară

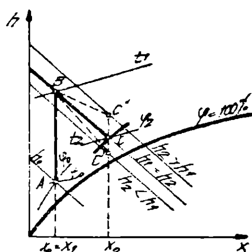


Fig. 5.26.
Reprezentarea procesului de uscare, teoretic şi real în diagrama h - x .

după politropa BC' entalpia aerului scade ($h_2 < h_1$), respectiv $\Delta < 0$, iar cînd procesul se desfăşoară după politropa BC" entalpia aerului creşte în timpul uscării ($h_2 > h_1$) respectiv $\Delta > 0$. Procesul este cel mai economic în condiţiile uscătorului teoretic.

5.6.7. Variante ale procesului de uscare

Procesul de uscare se poate desfăşura în două variante principale : varianta normală şi varianta cu recirculare de aer. In varianta normală aerul este trecut o singură dată prin uscător după care este eliminat în atmosferă ca aer uzat ; în varianta cu recirculare, cea mai mare parte din aerul uzat (circa 80%) este amestecat cu aerul proaspăt şi reintrodus în uscător. Prin recircularea unei părţi din aer se recuperează o parte din căldura aerului uzat şi, prin modificarea fracţiunii de aer recirculat, se poate regla umiditatea aerului în uscător.

In cadrul fiecărei variante se pot folosi diferite procedee de uscare. In figura 5.27 sînt redate schematic cele mai răspîndite procedee de uscare. Pentru simplificare, în reprezentarea procedeelor pe diagrama h-x, se consideră impuşi parametrii iniţiali şi finali ai aerului şi, de asemenea, se consideră uscătorul teoretic.

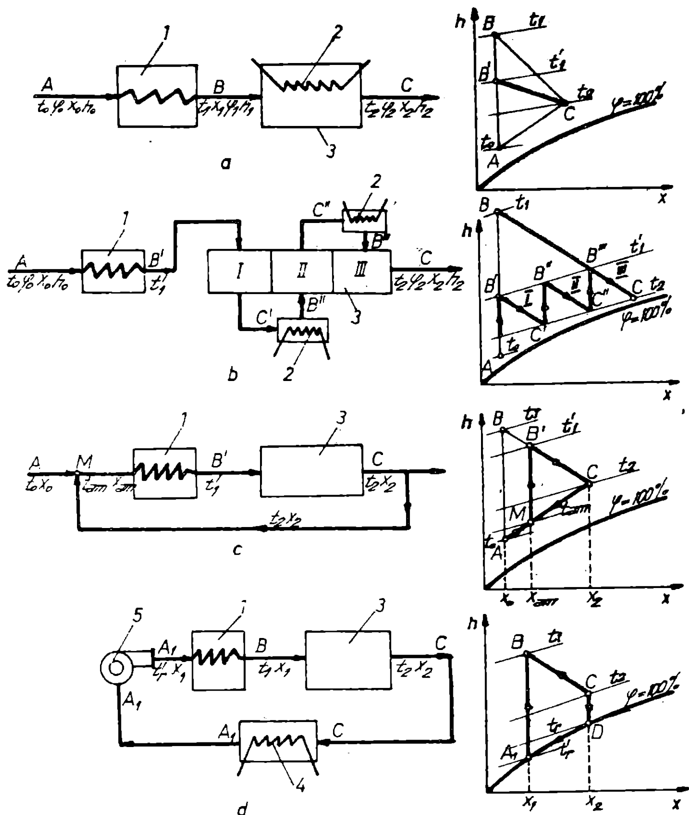


Fig. 5.27.
Procedee de uscare : a - cu calorifer suplimentar; b - cu încălzirea aerului în trepte ; c - cu recirculare de aer ; d - cu circuit închis. 1 - calorifer principal ; 2 - calorifer suplimentar ; 3 - uscător; 4 - condensator ; 5 - ventilator.

5.6.7.1. Uscarea cu calorifer suplimentar în camera de uscare (5.27.a)

Dacă încălzirea aerului s-ar face numai în caloriferul principal pînă la temperatura t_1, procesul ar fi reprezentat prin linia ABC şi $q_s = 0$. Dacă încălzirea aerului s-ar face numai în caloriferul suplimentar, procesul de uscare s-ar reprezenta prin dreapta AC. Acest proces este neeconomic deoarece temperatura aerului este coborîtă şi, drept urmare, forţa motoare a procesului este mică. In celelalte situaţii aerul primeşte o parte din căldură în caloriferul principal iar o parte în caloriferul suplimentar concomitent cu realizarea uscării ; procesul de uscare este reprezentat în aceste situaţii prin AB'C. Poziţia punctului B' se află pe dreapta AB mai sus sau mai jos după cum aerul se încălzeşte în caloriferul principal mai mult sau mai puţin. Consumul total de căldură pentru încălzirea aerului este acelaşi indiferent de poziţia punctului B'. Aerul se va încălzi mai mult în caloriferul suplimentar în cazul uscării substanţelor termolobile care nu suportă temperaturi prea ridicate,(temperatura punctului B' este mai mică decît temperatura punctului B).

5.6.7.2. Uscarea cu încălzirea aerului în trepte (5.27.b)

Prin acest procedeu uscarea poate fi condusă la temperaturi joase ale aerului. Uscătorul este împărţit în mai multe comparti-

mente (pe fig. 5.27.b sînt reprezentate trei compartimente); aerul atmosferic se încălzeşte în caloriferul (1) pînă la temperatura t_1' şi realizează uscarea în primul compartiment, apoi se reîncălzeşte pînă la temperatura t_1' în al doilea calorifer şi intră în compartimentul al doilea al uscătorului ş.a.m.d. Transformările de stare ale aerului în uscarea după procedeul menţionat sînt reprezentate prin linia frîntă AB'C'B"C"B'''C unde segmentele AB', C'B" şi C"B''' reprezintă încălzirea aerului iar B'C', B"C" şi B'''C uscarea în fiecare compartiment.

Din diagrama h-x se observă că pentru a realiza uscarea fără încălzirea intermediară a aerului (sau încălzirea în trepte) ar fi necesar ca în caloriferul principal aerul să se încălzească pînă la temperatura t_1 (punctul B) care este mai mare decît t_1' ; procesul ar fi reprezentat în acest caz prin linia frîntă ABC. Se poate demonstra că economicitatea procesului ar fi aceeaşi ca şi la încălzirea în trepte dar temperatura la care se face uscarea în ultimul caz fiind mai mică procedeul este recomandat pentru regimuri moderate de uscare a substanţelor termodegradabile.

5.6.7.3. Uscarea cu recircularea unei părţi din aerul uzat (5.27.c)

O parte din aerul uzat cu temperatura t_2 şi entalpia h_2 este readus în circuit după amestecarea cu aerul atmosferic. Amestecul este reprezentat prin punctul M şi are parametrii

$x_{am.}$ şi $h_{am.}$ care pot fi calculaţi cu relaţiile (5.41) şi (5.42). Pe diagramă, segmentul AM reprezintă formarea amestecului, MB'-încălzirea iar B'C-uscarea. Dreapta AC reprezintă locul geometric al tuturor punctelor caracterizînd amestecuri formate din n kg aer recirculat şi 1 kg aer proaspăt. Pentru ℓ kg aer proaspăt calculat cu relaţia (5.55) rezultă:

$$\ell_r = \ell(1 + n) \quad , \text{ Kg/Kg} \qquad (5.79)$$

unde : ℓ_r - consumul specific de aer cu parametrii x_{am} şi h_{am}, care poate fi calculat cu relaţia :

$$\ell_r = \frac{1}{x_2 - x_{am}} \text{ , Kg/Kg} \qquad (5.80)$$

Deoarece $x_{am} > x_1$ rezultă $\ell_r > \ell$. Prin urmare, în varianta cu recirculare de aer creşte debitul masic de aer şi, totodată necesarul de putere la ventilatorul de aer.

Consumul de căldură necesar încălzirii aerului poate fi calculat luînd în considerare fie debitul de amestec ℓ_r fie debitul de aer proaspăt ℓ :

$$q_c = \ell(h_1 - h_o) \text{ sau : } q_c = \ell_r(h_1 - h_{am}) \qquad (5.81)$$

Uscarea cu recirculare de aer, deşi se desfăşoară la temperaturi mai coborîte (temperatura t_1' a punctului B' este mai mică decît temperatura t_1 a punctului B) permite realizarea unei turbulenţe mai mari a aerului şi reglarea umidităţii acestuia în uscător.

5.6.7.4. Uscarea cu circuit închis (5.27.d)

In uscarea după acest procedeu aerul după uscare este scos din uscătorul (3) şi trecut în răcitorul condensator (4) unde prin răcire, aerul atinge starea de saturaţie apoi o parte din umiditatea sa se condensează şi este evacuată cu o pompă. Răcirea aerului şi îndepărtarea umidităţii se face pînă cînd se atinge umiditatea x_1 ; cu această umiditate aerul este transportat cu ventilatorul (5) în caloriferul (1) şi apoi din nou în uscător. In diagrama h-x procesul este reprezentat prin linia închisă A_1BCDA_1 unde A_1B reprezintă încălzirea, BC uscarea, CD răcirea pînă la saturaţie şi DA_1 răcirea cu condensarea unei părţi din umiditate.

Debitul de aer din circuit se calculează cu relaţia (5.55).

Consumul de căldură se calculează luînd în considerare entalpia h_1 a aerului în punctul B şi entalpia h_2 a aerului în punctul A_1 :

$$q = \ell(h_1 - h_2) \qquad J/Kg \qquad (5.82)$$

In uscarea cu circuit închis consumul de căldură este mai mare ca la uscarea cu recirculare de aer şi este necesar un utilaj suplimentar (o pompă) pentru evacuarea condensatului. Totuşi acest procedeu de uscare se foloseşte mai ales pentru produsele care conţin substanţe volatile ce trebuie recuperate Pentru reţinerea cît mai completă a compuşilor volatili, pe lîngă condensare se mai utilizează adsorbanţi (de exemplu silicagel).

5.6.8. Tipuri de uscătoare

Uscătoarele pot fi clasificate după numeroase criterii şi anume : după modul de încălzire a materialului, după presiunea de lucru, după forma materialelor supuse uscării şi modul de deplasare în uscător, după caracteristicile constructive etc.

Clasificarea după caracteristicile constructive împarte uscătoarele în următoarele tipuri principale : uscătoare cu cameră sau camere de uscare, uscătoare tunel, uscătoare cu bandă transportoare, uscătoare rotative (tubulare), uscătoare prin pulverizare etc.

5.6.8.1. Uscătoare tip cameră

Aceste tipuri de uscătoare sînt formate dintr-o încăpere de mărimea unui dulap pînă la aceea a unei camere ; camerele sînt prevăzute cu uşi pentru introducerea şi scoaterea materialului supus uscării. In uscător materialul este aşezat în stive, pe stelaje, pe cărucioare sau în tăvi ; aerul de uscare circulă printre stivele cu material sau printre poliţele stelajelor. Materialele în stare de pastă sau pulverulentă se aşează pe tăvi pline, iar cele granulare, pe tăvi cu fundul perforat ; aerul circulă pe deasupra materialului sau îl străbate.

In figura 5.28 este reprezentată o cameră de uscare cu recirculare parţială a aerului uzat. Aerul atmosferic preîn-

călzit în caloriferul (1) se amestecă cu o parte din aerul uzat și este transportat de ventilatorul axial (2) printre elementele de încălzire ale caloriferului (3) situat în interiorul camerei de uscare (4). După calorifer aerul este distribuit prin intermediul tablelor de dirijare (5) și realizează uscarea materialului așezat pe platforma vagonetului (6). După terminarea uscării vagonetul este scos prin ușa (7) și se introduce un nou vagonet cu material de uscat.

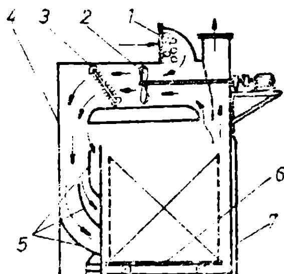


Fig. 5.28.
Cameră de uscare cu recircularea parțială a aerului.

In fig. 5.29 este prezentată camera de uscare cu reîncălzirea intermediară a aerului. Uscătorul (3) constă din două

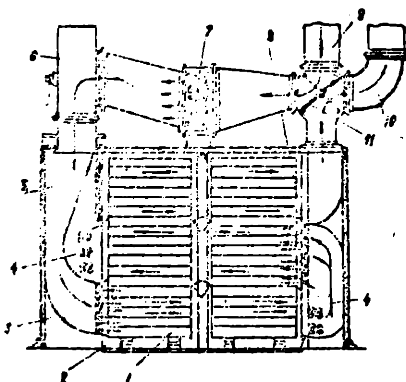


Fig. 5.29.
Cameră de uscare cu încălzirea intermediară a aerului.

încăperi (2) în care sînt așezate polițe. Ventilatorul centrifugal (6) aspiră aer proaspăt din conducta (9) și o parte din aerul uzat ; raportul dintre aer proaspăt și aer uzat este reglat prin intermediul clapetei (11). Amestecul încălzit în caloriferul (7) este refulat prin canalul (5) spre partea inferioară a camerei unde circulă printre polițe paralel cu suprafața materialului. Apoi aerul se încălzește din nou în caloriferul suplimentar (4) și este distribuit de sita (8) printre polițele părții din mijloc ș.a.m.d. Aerul uzat părăsește uscătorul prin conducta (10). Un uscător de acest tip are lungimea de 3 m, lățimea unui compartiment de 1 m și înălțimea pînă la 2 m. Dimensiunile unei polițe sau ale unei tăvi sînt 0,57 x 0,89 x 0,035. Polițele sau tăvile se așează pe vagonetele (1). Durata de uscare variază de la 30 la 40 ore.

Camerele de uscare, atît cea simplă cît și camera cu încălzire intermediară a aerului, se folosesc pentru productivități mici. Procesul decurge discontinuu și materialul de uscat (paste, granule, pulberi, foi etc.) se introduce în șarje.

In industria materialelor de construcții pentru uscarea produselor fasonate se utilizează diferite camere de uscare dintre care cele mai răspîndite sînt :

- camere de uscare cu șarjă fixă și cu alimentare individuală cu gaze de ardere sau aer cald cu parametrii constanți ;
- camere de uscare asociate în baterii, cu șarjă fixă, care utilizează gaze calde sau aer cald cu parametri variabili ;
- tunele de uscare cu șarjă mobilă care utilizează gaze calde sau aer cald cu circulația pe zone de uscare.

In fig. 5.30 este reprezentată schema unei camere de uscare tip Keller pentru uscarea cărămizilor şi ţiglelor "crude".

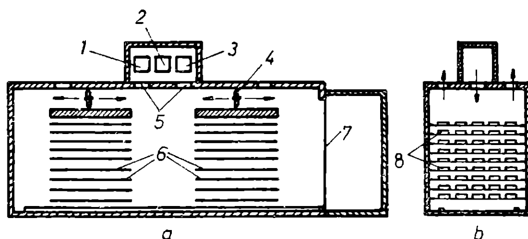


Fig. 5.30.
Cameră de uscare tip Keller : 1 - canal pentru aer intermediar ; 2 - canal pentru aer cald ; 3 - canal pentru aer uzat ; 4 - ventilator reversibil ; 5 - canale de recirculare ; 6 - console ; 7 - uşă ; 8 - cărămizi
a - secţiune longitudinală ; b - secţiune transversală.

Denumirea camerei provine de la vagonetul tip Keller utilizat pentru preluarea cărămizilor sau ţiglelor direct de la presă şi introducerea lor în uscător.

Camera este de formă paralelipipedică simplu sau dublu compartimentată ; un compartiment are adîncimea de 15 - 16 m, lăţimea de 1,5 m şi înălţimea pînă la 4 m. Cărămizile sau ţiglele încărcate pe stinghii de lemn pe vagonetul Keller sînt transportate în cameră unde, stinghiile se sprijină la capete pe console asamblate în pereţii laterali ai unui compartiment. In tavanul camerei există nişe prevăzute cu clapete care fac legătura cu trei canale exterioare (există şi camere cu două sau patru canale) ; printr-un canal circulă gaze calde sau aer cald, iar prin celelalte două gaze evacuate din uscător sau amestec între gazele evacuate şi gazele calde sau aerul

cald. Intre canale există racorduri de legătură şi clapete care permit reglarea parametrilor aerului sau gazelor introduse în uscător. La circa 1 m de tavanul camerei se află un planşeu cu trei fante, una la mijloc şi cîte una la extremităţile camerei. Intre planşeu şi tavan sînt inzidite, de o parte şi de alta a deschiderii centrale două ventilatoare reversibile care permit schimbarea sensului de circulaţie a agentului de uscare. Stinghiile cu cărămizile (8) sînt depuse de vagonetul Keller pe consolele (6) ; într-un singur compartiment se introduc 8 vagonete cu cîte 8 - 10 rînduri de stinghii pentru cărămizi şi 16-20 rînduri pentru ţigle. Aerul cald (sau gazele calde) este preluat din canalul (2) de un ventilator şi refulat în centrul camerei de unde se distribuie printre stinghii şi circulă spre extremităţi. Aerul uzat este evacuat prin nişele situate în spatele ventilatoarelor reversibile (4) ; în acest caz agentul de uscare circulă de la centrul camerei spre extremităţi. După un anumit interval de timp aerul cald este dirijat de ventilator prin canalele de recirculare (5) şi aspirat de ventilatoarele reversibile (4) astfel că circulaţia aerului cald printre stinghiile cu cărămizi sau ţigle se face de la extremităţile camerei spre centru ; aerul uzat este evacuat prin canalul (3).

Schimbarea sensului de circulaţie a aerului, închiderea şi deschiderea clapetelor, inversarea sensului de rotaţie a ventilatoarelor reversibile, reglarea raportului între aerul cald proaspăt şi aerul uzat sînt efectuate automat cu ajutorul unui regulator cu program în timp, care simulează curba de uscare a materialului. Durata unui ciclu de uscare este de

70 - 90 ore. Stinghiile cu cărămizi uscate sînt scoase tot cu vagonetul Keller de pe care cărămizile sînt aranjate pe platforma vagonetelor de la cuptoarele de ardere.

Camerele de uscare Keller pot fi individuale sau asociate în baterii. Capacitatea unei camere este de 4000 - 5000 de cărămizi şi 1500 - 2000 de ţigle. Calitatea produsului uscat este condiţionată în primul rînd de realizarea pe toată suprafaţa a contactului cu aer de aceiaşi parametri. In figura 5.31 este dată schema unei camere Keller alimentată cu aer condiţionat de ventilatoare sistem Rotomixair cu acţiune ritmică. Ventilatoarele de acest tip, suspendate în tavanul camerei, refulează aerul în curenţi paraleli pe întreaga secţiune a camerei ; curentul de aer este reglat automat prin rotirea lentă a unei mantale metalice care permite ieşirea aerului numai printr-o fantă longitudinală cu jaluzele. Mai multe ventilatoare sînt amplasate pe toată adîncimea camerei. Acţiunea curenţilor de aer paraleli este eficace pe ambele feţe ale materialului.

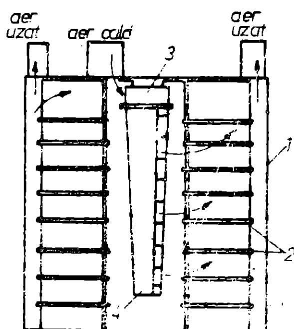


Fig. 5.31.
Cameră de uscare sistem Rotomixair: 1 - cameră ; 2 - poliţe ; 3 - ventilator ; 4 - manta cu jaluzele.

5.6.8.2. Uscătoare tunel

Față de camerele de uscare, uscătoarele tunel au avantajul că materialul se deplasează continuu și poate fi pus în contact cu agentul de uscare de parametri corespunzători gradului de uscare realizat ; în acest mod se poate reproduce mai fidel curba de uscare obținută în laborator. Pentru asigurarea parametrilor necesari aerului sau gazului cald se utilizează circulația transversală a gazului față de sensul de mișcare a vagonetelor cu material, recircularea gazelor uzate cu umiditate mare și temperaturi scăzute spre zonele cu gaze mai calde și mai uscate și amestecarea gazelor pe diferite zone.

In figura 5.32 este prezentat un uscător tunel cu circulația aerului pe zone. Materialul este așezat pe vagonete care se deplasează în uscător după un program prestabilit, fiind împinse cu ajutorul unui dispozitiv hidraulic sau mecanic.

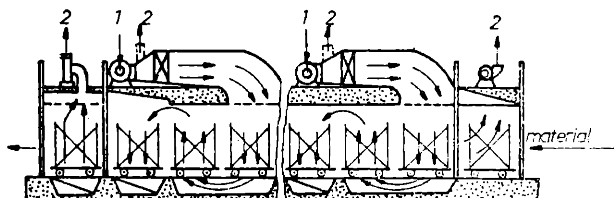


Fig. 5.32.
Uscător tunel : 1 - aspirația aerului proaspăt ;
2 - evacuarea aerului uzat.

Pentru a diminua pierderile de căldură şi pentru a evita supraîncălzirile care duc la fisurarea sau deformarea materialului, vagonetul ce urmează a fi introdus în uscător staţionează un timp într-o anticameră unde are loc o preîncălzire moderată a materialului. După preîncălzire, vagonetul este introdus în uscătorul propriu-zis unde vine în contact cu aerul care circulă de sus în jos ; printr-un sistem de canale sensul de circulaţie a aerului este mereu schimbat : astfel, la al doilea vagonet din uscător (v.fig.5.32) aerul circulă de jos în sus. In dreptul celui de-al treilea vagonet, lateral, în partea de jos a uscătorului este un canal prin care aerul este evacuat în exterior ; datorită acestui canal iau naştere în uscător curenţi transversali de aer care încălzesc materialul pe feţele superioare şi laterale. In celelalte zone circulaţia aerului se repetă ca mai înainte. Inainte de a ieşi din uscător vagonetul staţionează din nou într-o cameră unde se răceşte încet.

Un uscător tunel are lungimea de 20 - 30 m iar durata uscării este de 8 - 18 ore. Ventilatoarele împreună cu caloriferele se amplasează deasupra uscătorului în dreptul fiecărei zone, ceea ce are ca efect reducerea traseelor, economisirea de abur, de energie şi de spaţiu.

5.6.8.3. Uscătoare cu bandă transportoare

Uscătoarele cu bandă, în forma lor obişnuită, se aseamănă ca principiu de funcţionare cu uscătoarele tunel : materialul alimentat printr-un dozator este purtat continuu prin

uscător de una sau mai multe benzi sau plase transportoare ; agentul de uscare - aerul sau alt gaz cald - circulă pe deasupra materialului în diferite variante (echicurent, contracurent şi curent încrucişat).

In fig. 5.33 este reprezentat un uscător cu mai multe benzi transportoare, suprapuse, pe care materialul înaintează în contracurent cu aerul. Materialul de uscat ajunge din dozatorul (1) pe prima bandă care îl transportă în strat subţire spre dreapta de unde acesta cade pe banda a doua ş.a.m.d. Aerul este încălzit în caloriferul (2) şi datorită tablelor deflectoare (3) este obligat să circule în contracurent cu materialul. Uscarea se realizează atît la contactul aerului cu materialul de pe bandă cît şi la contactul cu materialul care cade de pe o bandă pe alta şi, din acest motiv, uscarea este mai uniformă. Produsul uscat este evacuat prin intermediul transportorului elicoidal (4).

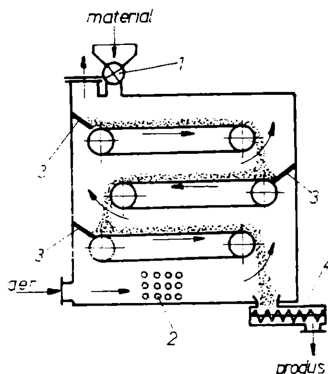


FIG. 5.33.
Uscător cu bandă transportoare.

Uscătoarele cu bandă se folosesc pentru a usca paste, materiale granulare şi fibroase. Banzile sînt confecţionate din oţel, plase de sîrmă sau cauciuc cu inserţie de bumbac. Viteza benzilor este de 0,3 - 0,5 m/min. iar a aerului de 2 - 3 m/s

sau chiar 10 m/s, dacă nu există pericolul antrenării materialului.

5.6.8.4. Uscătoare rotative

In această categorie sînt incluse uscătoarele formate în principal dintr-un cilindru relativ lung, orizontal sau cu o mică înclinaţie spre unul din capete ; cilindrul se roteşte în lungul axei sale şi materialul îl parcurge în lungul său datorită rotaţiei şi înclinaţiei cilindrului. Materialul se usucă prin contactul cu aerul sau gazele de ardere care circulă în curent paralel, contracurent sau în curent mixt ; uneori, încălzirea se face indirect cu gaze de ardere sau cu abur.

Eficacitatea mare a uscării în uscătoarele rotative rezultă din suprafaţa mare şi mereu reînnoită de contact a materialului cu agentul de uscare. Evitarea mărunţirii materialului şi intensificarea reînnoirii suprafeţei de contact material - agent de uscare se realizează prin introducerea unor şicane din tablă pe toată lungimea sau numai pe o porţiune a uscătorului. In fig. 5.34 sînt date cîteva tipuri de şicane ; în

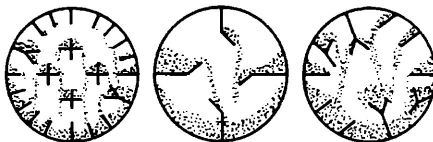


Fig. 5.34.
Tipuri constructive de şicane.

timpul rotirii cilindrului, materialul cade de pe o şicană pe

alta şi, astfel, este repartizat mai uniform în secţiunea uscătorului.

In fig. 5.35 este reprezentat un uscător rotativ constînd din cilindrul (1) prevăzut cu bandajele din oţel (9) prin

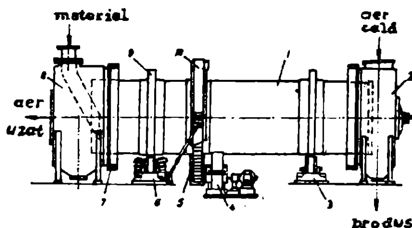


Fig. 5.35.
Uscător rotativ

intermediul cărora cilindrul se sprijină pe rolele (3) şi rolele de ghidaj (6). Cilindrul este acţionat în rotaţie de motorul (4) cu reductor de turaţie şi coroana dinţată (5) fixată pe cilindru. Puterea electromotorului depinde de dimensiunile geometrice ale uscătorului şi poate varia între 1 şi 40 kW. Pentru protecţie, coroana dinţată este acoperită cu o manta din tablă, (10). Viteza de rotaţie a cilindrului uscătorului este de 1 - 8 rot/min.

Dintr-un alimentator, materialul de uscat cade pe un jgheab înclinat situat în camera (8) şi de aici în interiorul cilindrului ; datorită rotaţiei şi înclinaţiei cilindrului (cu un unghi de $\sim 6^0$) materialul se deplasează spre camera de descărcare (2). Aerul introdus prin camera (2) circulă în contracurent cu materialul şi este evacuat prin camera (8) ; pentru a se evita antrenarea materialului, viteza aerului nu

trebuie să depăşească 3 m/s. Coeficientul de umplere cu material este de 5 - 25 % din volumul cilindrului. Pentru a mări coeficientul de umplere la ieşirea din cilindru se sudează o tablă de o anumită înălţime peste care deversează materialul ; în felul acesta creşte şi durata de staţionare a materialului în uscător.

La uscătoarele care folosesc gaze de ardere în locul camerei (8) se montează o manta din tablă de construcţie specială care se află în legătură directă cu focarul. La ambele capete ale uscătorului se asamblează sistemele de etanşare (7) pentru a evita ieşirea gazelor în exterior.

Uscătoarele rotative cu cilindru sînt indicate în special pentru uscarea materialelor granulare care curg liber şi nu produc mult praf.

5.6.8.5. Uscătoare prin pulverizare

Faza solidă din suspensii lichide ca laptele, detergenţii, pigmenţii poate fi recuperată folosind uscarea prin pulverizare. Suspensia este dispersată într-o cameră prin care trece un curent de aer cald. Datorită picăturilor extrem de fine ($d = 2 - 200\mu$) obţinute prin pulverizare, se crează o suprafaţă mare de contact cu agentul de uscare şi durata de uscare devine foarte scurtă. In acest fel se pot usca materialele termodegradabile. Pulverizarea lichidului se face prin centrifugare, prin injectarea suspensiei prin duze fine la presiuni ridicate (200 at) şi cu ajutorul injectoarelor (pulverizare pneumatică).

In fig. 5.36 este prezentată schița unui uscător în care pulverizarea suspensiei se face prin centrifugare. Suspensia cade pe discul (1) care se rotește cu o viteză periferică de 100 - 160 m/s și este proiectată la periferia acestuia fiind dispersată în picături fine, aerul cald este introdus în camera de uscare (2) și după uscare trece prin filtrul cu saci (3) unde se separă o parte din praful antrenat. Produsul uscat cade pe vatra uscătorului fiind transportat de dispozitivul cu racleți (4) în jgheabul transportorului elicoidal (5). Tot în jgheabul transportorului cade praful desprins de pe pînza sacilor prin scuturare.

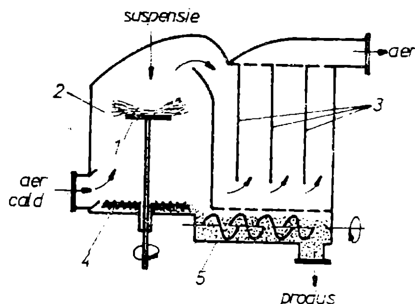


Fig. 5.36.
Uscător prin pulverizare.

5.6.9. Protecția muncii în exploatarea uscătoarelor

Pentru exploatarea în condiții de deplină securitate a uscătoarelor se recomandă respectarea următoarelor norme de protecția muncii:

- spațiul de amplasare a uscătoarelor va fi dotat cu

instalaţie de ventilaţie, iar în cazul uscării substanţelor inflamabile echipamentul va fi antiexploziv ;

- deschiderea uscătoarelor se va face numai după eliminarea cu dispozitive de absorbţie a noxelor şi cu izolarea uscătorului în cazul dispunerii în baterie ;

- în cazul atomizoarelor în funcţiune este interzisă orice intervenţie la camera de uscare sau la instalaţiile anexe ;

- este, de asemenea, interzisă intervenţia la uscătoarele rotative în funcţiune ;

- uscătoarele pneumatice şi cu strat fluidizat vor fi dotate cu regulatoare de temperatură şi presiune ;

- conductele de evacuare a agentului de uscare vor fi prevăzute cu camere de liniştire şi cicloane sau filtre de reţinere a materialului antrenat.

Se va verifica : starea conductelor de transport şi starea utilajului de comprimare a gazului transportor.

Capitolul 6. OPERATII UNITARE CU TRANSFER DE MASA

6.1. ADSORBTIA

Adsorbţia este operaţia unitară de transfer de masa prin care un material solid sau lichid - adsorbantul - reţine pe suprafaţa sa substanţe solide, lichide sau gazoase - adsorbitul - dintr-un mediu fluid înconjurator.

In industria chimică şi în alte domenii, adsorbţia este folosită ca operaţie de separare, purificare şi recuperare. Adsorbanţii reţin unul sau mai mulţi componenţi dintr-un amestec omogen sau heterogen. Operaţia prin care substanţele adsorbite sînt puse în libertate se numeşte desorbţie. După desorbţie, adsorbantul poate fi folosit din nou pentru adsorbţie.

Numeroasele aplicaţii tehnice ale adsorbţiei derivă din următoarele particularităţi care deosebesc adsorbţia de celelalte operaţii de separare:

- reţinerea particulelor foarte mici (de exemplu coloizii) ;
- reţinerea unor componenţi care se găsesc în concentraţii extrem de mici într-un amestec (de exemplu impurităţi care produc miros, gust sau coloraţii nedorite) ;
- selectivitatea adsorbanţilor faţa de unii componenţi ai amestecului.

Adsorbţia este aplicată în multe domenii din care se amintesc cîteva : rafinarea uleiurilor minerale, vegetale şi animale, rafinarea zahărului, decolorarea lichidelor, construcţia măştilor contra gazelor nocive, îndepărtarea excesului de clor după sterilizarea apei cu clor, purificarea şi dezodorizarea gazelor, condiţionarea aerului etc.

6.1.1. Echilibrul de faze în adsorbţie

Adsorbţia este un proces nestaţionar atingînd faza finală în momentul în care între substanţa care se adsoarbe (adsorbitul) şi adsorbit s-a stabilit echilibrul termodinamic. Echilibrul depinde de natura celor două faze (adsorbit - adsorbant), de presiunea parţială (sau concentraţia) a adsorbitului în fluidul ambiant şi de temperatură. Relaţia cantitativă a echilibrului dintre faza adsorbită şi faza ambiantă (lichid, gaz sau vapori) se exprimă de obicei grafic prin izoterma de adsorbţie în coordonatele : presiunea parţială (concentraţia) adsorbitului în faza ambiantă (abscisa) - cantitatea adsorbită (ordonata). In fig. 6.1 sînt reprezentate cîteva tipuri de izoterme de adsorbţie.

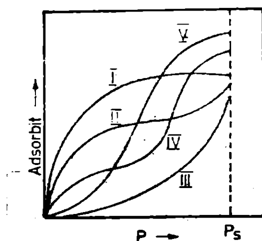


Fig. 6.1.
Izoterme de adsorbţie.

Alura acestora variază funcție de sistemul adsorbant - adsorbit și de modul de obținere a adsorbantului. Izotermele de adsorbție se opresc la o presiune de saturație, P_s, care depinde de natura sistemului adsorbant - adsorbit și de temperatură. Alte modalități de exprimare a echilibrului în adsorbție sînt și curbele <u>izobare</u> care descriu variația cantității de substanțe adsorbite funcție de temperatură în condițiile în care presiunea rămîne constantă. Izosterele sînt alte forme ale echilibrului în adsorbție, reprezentînd variația presiunii de echilibru cu temperatura la o cantitate de substanță adsorbită, constantă.

6.1.2. Teorii ale adsorbției

In legătură cu mecanismul procesului de adsorbție trebuie evidențiate două aspecte :

a) elucidarea naturii forțelor ce intervin între moleculele adsorbantului și ale substanței adsorbite ;

b) elucidarea formei în care este reținută substanța adsorbită pe suprafața adsorbantului.

După natura forțelor care intervin între moleculele adsorbantului și ale substanței adsorbite se disting următoarele tipuri de adsorbție :

- <u>adsorbția fizică</u> care se realizează ca efect al forțelor de tip van der Waals care determină reținerea substanței adsorbite într-un strat mono- sau polimolecular pe suprafața adsorbantului ;

- <u>adsorbția chimică</u> este determinată de forțe și legături de natură chimică între adsorbant și substanța

adsorbită ;

- persorbţia, este un caz particular al adsorbţiei chimice, constînd în reţinerea unor substanţe ale căror molecule se adaptează în golurile structurale ale reţelei cristalografice de adsorbant, această reţea avînd efectul unei site moleculare. De exemplu, anumiţi alumino - silicaţi reţin prin persorbţie apa, alcoolul metilic şi etilic.

Referitor la al doilea aspect se admit o serie de teorii dintre care cele mai importante sînt :

- teoria stratului monomolecular (Langmuir), conform căreia substanţa adsorbită formează un strat monomolecular pe suprafaţa adsorbantului ;

- teoria stratului polimolecular, care admite depunerea succesivă a păturilor cu formarea unui strat polimolecular, în care straturile succesive de molecule sînt legate din ce în ce mai puţin strîns de suprafaţa adsorbantului ;

- teoria condensării capilare, care admite că adsorbţia rezultă din condensarea vaporilor substanţei adsorbite prin micşorarea presiunii de saturaţie în porii cu rază mică ai adsorbantului.

Fiecare din aceste teorii corespunde numai unora din aspectele adsorbţiei şi este nevoie de toate cele trei teorii pentru a explica comportarea adsorbanţilor pe întreg domeniul de variaţie al presiunilor.

Lipsa unei teorii unitare a adsorbţiei atrage după sine şi lipsa unei relaţii analitice riguroase pentru echilibrul adsorbţiei. Ecuaţiile analitice date de diferiţi autori corespund numai anumitor porţiuni ale izotermei de adsorbţie. Relaţia empirică ce dă cea mai bună concordanţă cu datele experimentale este de forma :

$$x = \frac{A \cdot p}{1 + A \cdot p} B \qquad (6.1)$$

în care :
x - cantitatea de substanță adsorbită (de un gram sau un cm^3 de adsorbant) ;
p - presiunea parțială a adsorbitului în faza gazoasă ;
A și B - constante specifice sistemului.

6.1.3. Cinetica adsorbției

Structura procesului. Adsorbția ca proces unitar implică următoarele procese macroscopice elementare :

- transferul prin difuzie moleculară sau convectivă (după cum faza ambiantă este în mișcare sau în repaus) în volumul principal al mediului ambiant ;
- transferul în filmul dintre faza ambiantă și suprafața exterioară a adsorbantului ;
- procese elementare la interfața adsorbant - adsorbit ;
- transferul în stratul limită solid de la suprafața adsorbantului ;
- transferul în masa adsorbantului.

Primele două etape depind de caracteristicile hidrodinamice ale sistemului iar celelalte depind de constantele fizice ale substanței adsorbite (în special de coeficientul de difuziune) și de natura chimică și starea fizică a adsorbantului.

Viteza procesului de adsorbție este dată de ecuația :

$$\frac{dx}{d\tau} = K(C - C^{*}) \qquad (6.2)$$

în care :

x - cantitatea de substanță reținută de adsorbant, Kg/m^3 ;

τ - durata de la începutul adsorbției, s ;

K - coeficientul global de viteză de adsorbție, s^{-1};

C - concentrația adsorbitului în faza ambiantă, Kg/m^3 ;

C^{*} - concentrația adsorbitului în faza ambiantă în echilibru cu cantitatea ,x, adsorbită, Kg/m^3.

6.1.4. Materiale adsorbante

Adsorbția avînd loc la suprafața corpurilor solide, ca materiale adsorbante se folosesc substanțe poroase, cu suprafața specifică mare. Caracteristicile unui adsorbant sînt :

- capacitatea de adsorbție, care poate fi statică în cazul în care adsorbantul se găsește în contact staționar cu mediul ambiant, sau dinamică atunci cînd adsorbantul este străbătut continuu de amestecul fluid ;
- selectivitatea, care este proprietatea de a reține numai o substanța sau un grup de substanțe ;
- viteza de adsorbție.

Se dau mai jos caracteristicile celor mai utilizați adsorbanți.

Cărbunele activ. Se obține prin încălzirea la temperaturi înalte în recipiente închise a unor substanțe vegetale cum ar fi lemnul, coji de nuci, sîmburi de fructe

etc. sau a unor substanţe de origine animală (oase), urmată de activarea lor cu vapori de apă, oxid de carbon, bioxid de carbon, clor, aer etc. Caracteristicile mai importante ale cărbunelui activ sînt :

- densitatea aparentă	700 - 900 Kg/m^3;
- porozitatea	50 - 55 % ;
- granulaţia	1 - 3 mm ;
- temperatura de adsorbţie în strat	7 - 50°C ;
- temperatura de reactivare	104 - 116°C.

Cărbunele activ este utilizat la rafinarea uleiurilor şi a grăsimilor, la purificarea şi recuperarea solvenţilor, la rafinarea siropului de zahăr etc.

Silicagelul se obţine prin reacţia dintre silicatul de sodiu şi acid sulfuric, urmată de spălarea gelului rezultat şi uscarea produsului în condiţii bine controlate. Este un adsorbant selectiv faţă de vaporii de apă.

Alumina activă se obţine prin tratarea termică a oxidului de aluminiu precipitat sau a bauxitei şi se întrebuinţează în special la uscarea gazelor.

Pămînturile decolorante sînt produse naturale sau sintetice formate din silicaţi cu diferite grade de hidratare, activate prin tratare cu acizi. Sînt folosite la decolorarea, limpezirea şi rafinarea produselor petroliere, a grăsimilor, uleiurilor etc.

6.1.5. Aparate de adsorbţie

Tehnica de lucru în adsorbţie cuprinde trei faze : adsorbţia gazelor sau a vaporilor pe suprafaţa adsorbantului, desorbţia (eliminarea substanţei adsorbite), răcirea adsorbantului.

După ultima fază operaţia se reia începînd cu prima fază. In faza de adsorbţie, gazul sau vaporii străbat stratul de adsorbant. Această fază se consideră terminată atunci cînd apar în gazul rezidual urme din componentul care trebuie adsorbit. Deoarece în cursul acestei faze are loc o degajare de căldură, ea trebuie eliminată prin răcirea indirectă a stratului de adsorbant.

Desorbţia se face,trecînd prin stratul de adsorbant vapori de apă sau un gaz inert sau prin simpla încălzire a stratului.

Ultima fază, răcirea stratului, se realizează de obicei cu un gaz rece, ea fiind necesară pentru pregătirea adsorbantului pentru prima fază a ciclului.

După mai multe cicluri, adsorbantul îşi pierde din activitate şi este necesară reactivarea sa. Aceasta se realizează prin încălzire la temperaturi mai ridicate.

Pentru realizarea adsorbţiei în sistem continuu sînt necesare mai multe adsorbitoare, care sînt racordate la circuit pe rînd, printr-un sistem de ventile acţionate manual sau automat.

In fig. 6.2 este prezentat schematic un adsorber cu

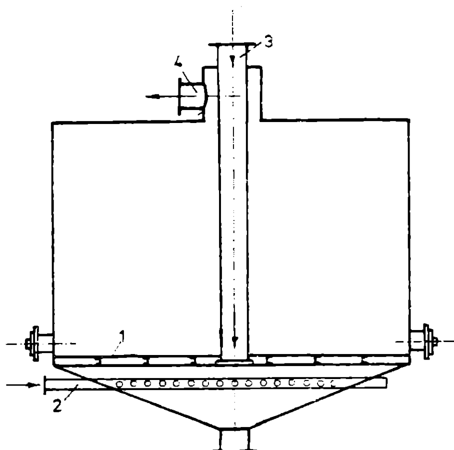


Fig. 6.2.

Adsorber cu cărbune activ.

cărbune activ. El este construit dintr-un vas cilindric prevăzut cu un grătar pentru susţinerea stratului de adsorbant (1) ; cu o ţeavă perforată pentru introducerea aburului în faza de desorbţie sau a aerului în faza de răcire (2).

Fluidul de alimentare este introdus în adsorber prin ţeava (3) iar ieşirea gazelor reziduale se face prin racordul (4).

In fig. 6.3 este prezentată o instalaţie cu trei adsorbere (două adsorbere în producţie şi unul în regenerare). In această figură, simbolul (X) reprezintă robinetele închise.

Instalaţiile discontinuie (cu un singur adsorber) sau cele pseudocontinuie (cu trei sau patru adsorbere) au productivităţi relativ mici, necesită aparate de dimensiuni mari şi multă manoperă. In plus, operaţia nu poate fi contro-

lată sau reglată automat.

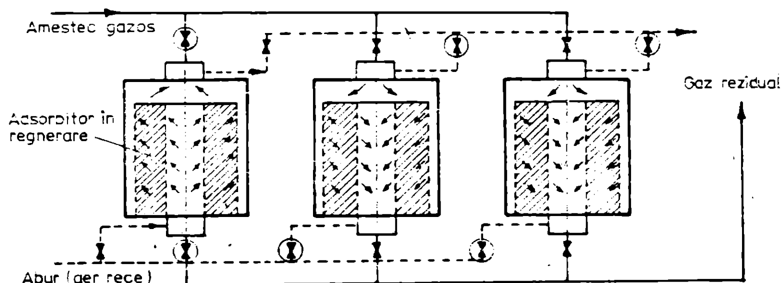


Fig. 6.3.

Instalație de adsorbție cu cărbune activ cu trei adsorbere.

Aceste dezavantaje sînt înlăturate de instalațiile de adsorbție continuă. O astfel de instalație, utilizînd gel de silice ca adsorbant este prezentată în fig. 6.4. Această instalație servește la uscarea aerului. Adsorbantul, sub formă de pulbere, coboară prin adsorber (1) în contracurent cu aerul umed, după care trece în desorberul încălzit (2) în care se eliberează componentul adsorbit, adică vaporii de apă care condensează în răcitorul (4). Adsorbantul este readus în coloana de adsorbție prin transport pneumatic, cu ajutorul unei părți din aerul uscat.

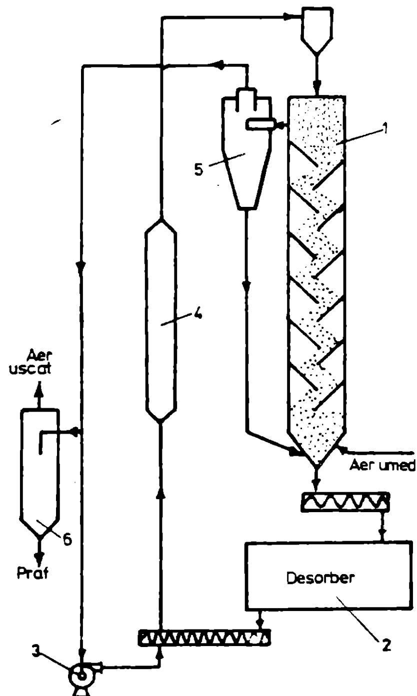


Fig. 6.4.

Instalaţie de adsorbţie continuă cu silicagel.
1 - adsorber ; 2 - desorber ; 3 - suflantă ; 4 - racitor ; 5 - ciclon ; 6 - separator de praf.

Capitolul 7. OPERATII MECANICE

7.1. MARUNTIREA MATERIALELOR SOLIDE. CONSIDERATII GENERALE

Materialele solide naturale, semifabricate sau produse finite, sînt rareori folosite la dimensiunile cu care rezultă din exploatări sau tehnologii de fabricație. De cele mai multe ori este necesar ca materialele să fie aduse la dimensiuni impuse de condițiile de utilizare ale acestora, ceea ce se realizează prin operația de mărunțire.

Mărunțirea materialelor constă în divizarea lor de la unități de volum mai mare la unități de volum mai mici sub acțiunea forțelor mecanice.

In industria chimică și în alte ramuri industriale, mărunțirea se face, în special, în vederea măririi suprafeței, deoarece în multe procese care implică sisteme solid - fluid, viteza proceselor fizice sau chimice depinde de aria de contact dintre faze. Astfel, prin mărunțire se intensifică o serie de operații fizice cum ar fi dizolvarea, uscarea etc., se ușurează separarea constituienților unui conglomerat - de exemplu minereuri, se obține o omogenizare mai bună a amestecurilor eterogene etc.

7.1.1. Factorii care influențează operația de mărunțire

In practică, mărunțirea se poate realiza prin lovire (fig. 7.1.a), prin strivire (fig. 7.1.b), prin frecare (fig. 7.1.c) și prin forfecare (fig. 7.1.d).

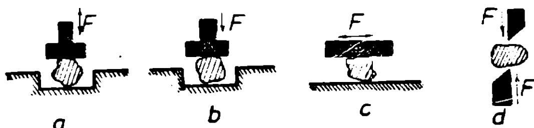


Fig. 7.1.
Metode de mărunțire.

Eficiența operației de mărunțire înseamnă aducerea materialului la dimensiunile dorite cu un consum minim de energie și cu productivitate convenabilă. Materialele solide se caracterizează printr-o serie de mărimi, dintre care cele mai importante pentru mărunțire sînt :

a) Dimensiunea liniară a materialului, care poate fi diametrul, în cazul particulelor sferice sau latura pentru cele cubice sau o anumită dimensiune medie fictivă în cazul formei neregulate a particulei ;

b) Suprafața exterioară a particulelor, care poate fi exprimată în cazul unui sistem polidispers prin suprafața specifică ;

c) Dimensiunea limită a particulelor, prin care se înțelege dimensiunea celor mai mari sau a celor mai mici particule din ansamblu ;

d) Structura materialului, care poate fi omogenă sau neomogenă ;

e) Duritatea este proprietatea prin care se exprimă tăria relativă a solidelor. Clasificarea materialelor se face cu ajutorul scării de duritate Mohs, prezentată în tabelul 7.1.

Tabelul 7.1. Scara mineralogică de duritate (Mohs)

Caracteristica materialului	Gradul de duritate	Mineralul caracteristic.	Alte materiale
Materiale moi	1	Talc	Ceruri, săpunuri, precipitate de la filtre presă.
	2	Gips	Sare gemă, săruri cristalizate, grafit
	3	Calcit	Marmoră, calcar moale, cretă, barită
	4	Fluorină	Fosfați moi, magnezită, calcar
	5	Apatit	Fosfați duri, calcar dur, bauxită, cromită.
Materiale dure	6	Feldspat	Ilmenit, ortoclaz, hornblendă.
	7	Cuarț	Granit, gresie
	8	Topaz	
	9	Corindon	Safir, smirghel
	10	Diamant	

f) Distribuţia particulelor după dimensiuni. In cazul unui ansamblu de particule se defineşte o relaţie funcţională de distribuţie a particulelor după dimensiunile lor. In această distribuţie există o fracţiune de particule a căror dimensiune apare cu frecvenţă maximă. Valoarea acestei dimensiuni se numeşte modă.

Mărunţirea este influenţată de o serie de factori cum ar fi :

- Umiditatea materialului în general micşorează productivitatea şi măreşte consumul de energie. In general o umiditate a materialului mai mare de 5 % duce la o scădere rapidă a productivităţii utilajelor de mărunţire. De aceea se recomandă ca de fiecare dată să se cerceteze experimental şi să se aprecieze eficienţa economică a introducerii unei faze de uscare înaintea mărunţirii sau între două trepte de mărunţire. Totuşi există şi utilaje de mărunţire umedă care, pentru unele materiale, dau rezultate foarte bune la umidităţi mai mari de 60 %. In fig. 7.2 este prezentată variaţia productivităţii în funcţie de umiditate pentru cîteva materiale uzuale.

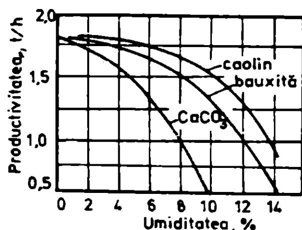


Fig. 7.2.
Influenţa umidităţii asupra productivităţii instalaţiei de măcinare.

- Ingrediente de măcinare. Sînt substanțe care adăugate materialului ce trebuie mărunțit, îmbunătățesc operația, fie prin mărirea fineței produsului la o productivitate impusă, fie prin mărirea productivității la o anumită finețe. Acțiunea lor se manifestă prin aceea că împiedică înfundarea suprafețelor de mărunțit și micșorează aderența produsului pe subansamblurile utilajului. Ca ingredienți de măcinare se folosesc silicații, fosfații, acizi alchil-aril-sulfonici, săruri de trietanol amină, săruri de amoniu, acid oleic, negru de fum de canale etc.

- Gradul de mărunțire. Raportul D/d dintre dimensiunea inițială a materialului D și dimensiunea produsului, d, reprezintă gradul de mărunțire. El depinde de tipul mașinii de mărunțit, de duritatea materialului și de dimensiunea inițială. Valoarea lui influențează foarte mult consumul de energie necesar mărunțirii.

- Finețea pînă la care este mărunțit materialul micșorează productivitatea și mărește consumul de energie.

7.1.2. Energia necesară pentru mărunțire

Datorită numărului mare de factori care influențează mărunțirea și din cauza lipsei unei baze teoretice satisfăcătoare pentru mecanismul mărunțirii, nu există o relație care permite calcularea cu exactitate a energiei consumate. Datele recente arată că principalii factori care trebuie considerați în explicarea procesului sînt: natura materialului, starea sa inițială, structura sa, viteza și durata efortului mecanic.

Acționînd cu o forță de compresiune asupra unui material, atîta timp cît forța aplicată este sub limită de elasticitate a materialului, acesta este comprimat și energia consumată se transformă în căldură. La îndepărtarea efortului materialul revine la forma inițială. Mărind treptat forța se ajunge la o valoare cînd se produce ruperea lui. Gradul de utilizare a energiei ar fi maxim dacă ruperea ar continua la valoarea forței în momentul începerii ruperii ; în realitate, datorită suprafeței neregulate a particulelor, forța este concentrată în colțurile materialului care cedează mai întîi în aceste puncte. Indată ce o mică parte din material s-a sfărîmat, punctul de aplicație al forței se schimbă și, este posibil, ca în noul punct să fie necesară o altă valoare a forței pentru a produce ruperea. Modul exact în care se produce ruperea nu este cunoscut dar el este sugerat de Piret astfel : forța de compresiune produce fisuri mici în material ; dacă energia depășește o anumită valoare critică, fisurile se măresc rapid și se ramifică producînd sfărîmarea materialului. Prin urmare energia se consumă în proces în două stadii : în primul stadiu pentru a mări fisurile mici existente deja în material și în al doilea, pentru sfărîmarea propriu-zisă. Valoarea efortului și respectiv a energiei de rupere în primul stadiu depinde de starea inițială a materialului, adică de numărul și mărimea fisurilor existente deja în material ; în cel de al doilea stadiu valoarea energiei depinde în principal de structura internă a materialului. In al doilea stadiu se produce un număr mai mare de bucăți de material și de dimensiuni mai mici și, prin urmare, valoarea energiei necesare este mai mare, comparativ cu

primul stadiu.

Primele relații pentru calculul consumului de energie în mărunțire au fost date la sfîrșitul secolului al XIX-lea de Kick și Rittinger. Mai tîrziu, în anul 1952 Bond propune o nouă relație de calcul, dar toate pot fi considerate ca derivînd din ecuația diferențială de forma :

$$\frac{dE}{dD} = - C\ D^{n} \qquad (7.1)$$

Ecuația (7.1) arată că energia dE, necesară pentru a realiza o variație dD a dimensiunii unității de masă de material, este o funcție exponențială de dimensiunea, D a materialului. Constanta C și exponentul n au valori diferite de la caz la caz. Prin integrarea ecuației (7.1) între limitele D (dimensiunea inițială) și d (dimensiunea finală), pentru n = -1 se obține :

$$E = C_{K}\ \ln \frac{D}{d} \qquad (7.2)$$

Relația (7.2) este formularea matematică a legii lui Kick, conform căreia energia necesară mărunțirii este proporțională cu logaritmul gradului de mărunțire. Legea lui Kick dă rezultate satisfăcătoare numai la mărunțirea grosieră

Pentru n = -2, prin integrarea ecuației (7.1), între aceleași limite se obține :

$$E = C_{R}\left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right) \qquad (7.3)$$

care este formularea matematică a legii lui Rittinger, conform căreia energia necesară mărunțirii este proporțională cu suprafața nou creată prin mărunțire. Ecuația lui Rittinger este verificată în special la măcinarea fină.

Dacă ecuația (7.1) se integrează pentru n = - 3/2 se obține formularea matematică a legii lui Bond :

$$E = 2\ C_B\left(\frac{1}{\sqrt{d}} - \frac{1}{\sqrt{D}}\right) \tag{7.4}$$

7.1.3. Utilaje de mărunţire

Utilajele de mărunţire se clasifică după două criterii şi anume, după gradul de mărunţire şi după caracteristiccele lor constructive. Cînd gradul de mărunţire necesar este mare operaţia se execută în două sau mai multe trepte de mărunţire. Clasificarea după gradul de mărunţire împarte maşinile de mărunţire în : concasoare, granulatoare, mori fine, mori coloidale.

In baza aceluiaşi criteriu, operaţiile de mărunţire se clasifică conform tabelului 7.2.

Tabelul 7.2. Operaţii de mărunţire

Denumirea operaţiei	Caracteristica materialelor.	Mărimea materialului, mm				Gradul de mărunţire
		La alimentare		Produs		
		Maxim	Minim	Maxim	Minim	
Concasare:						
primară	Dure	1500	300	500	100	3
		500	100	100	25	4
secundară	Dure	100	25	25	5	5
		40	6	5	0,8	7
	Moi	500	100	50	10	5
Măcinare:						
Pulverizare						
- grosieră	Dure	5	0,8	0,6	0,08	10
- fină	Dure	1,2	0,15	0,06	0,01	15
Dezintegrare						
- grosieră	Moi	12,5	1,7	0,6	0,08	20
- fină	Moi	4	0,5	0,1	0,001	50

O clasificare mai riguroasă se poate face după construcția utilajelor de mărunțit, dar acest criteriu are dezavantajul că introduce un număr mare de grupe. Dintre acestea se prezintă următoarele categorii de utilaje de mărunțire :

- concasoare și granulatoare cu fălci ;
- concasoare și granulatoare giratoare ;
- concasoare și granulatoare cu cilindri (valțuri) ;
- concasoare, granulatoare și mori care acționează prin lovire ;
- granulatoare și mori cu corpuri rostogolitoare ;
- mori cu jet ;
- mori coloidale.

7.1.3.1. Concasoare și granulatoare cu fălci

Utilajele de acest tip sînt cele mai răspîndite, folosite în special pentru materiale dure. Subansamblul constructiv de bază îl constituie fălcile care acționează asupra materialului prin frecare. In fig. 7.3.a este prezentată schematic funcționarea concasoarelor și granulatoarelor cu falca mobilă sprijinită la partea superioară : la o rotație a axului cu excentric (7), biela (8) execută o mișcare de ridicare și de coborîre, cînd excentricul se află în partea superioară biela se ridică și odată cu ea, se ridică și capetele celor două plăci (5), care își modifică poziția apropiindu-se de orizontală. In această poziție distanța dintre capete crește și, cum în partea dreaptă punctul de sprijin al plăcii este fix, capă-

tul din stînga se va deplasa spre stînga. Prin urmare falca mobilă (2), care se sprijină pe axul (6) va fi împinsă cu partea inferioară spre placa fixă (1). Cînd biela (8) se deplasează în jos, întregul sistem execută mişcările invers, falca mobilă depărtîndu-se de cea fixă. In fig. 7.3.b este redat principiul de funcţionare al concasoarelor şi granulatoarelor cu falca mobilă sprijinită la partea superioară pe un excentric suspensie. In acest caz, falca mobilă (2), execută o mişcare complexă : de ridicare şi coborîre, datorită arborelui excentric (7) şi de îndepărtare şi de apropiere de falca fixă (1), datorită plăcii de presiune (5). La ambele concasoare alimentarea (3) cu material se face la partea superioară a spaţiului de mărunţire, iar evacuarea (4) a produsului, la partea inferioară.

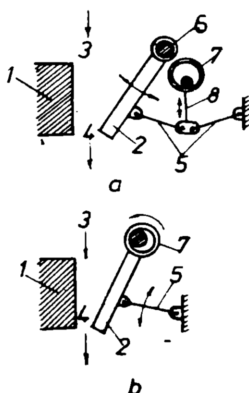


Fig. 7.3.
Funcţionarea concasoarelor şi granulatoarelor cu fălci, cu falca mobilă sprijinită la partea superioară :
a - prin arbore de sprijin;
b - prin excentric-suspensie.

In fig. 7.4.a şi 7.4.b se prezintă schema de funcţionare a concasoarelor şi granulatoarelor cu falca mobilă sprijinită la partea inferioară.

Elementele constructive notate pe figură au aceeaşi semnificaţie ca şi la tipul precedent şi transmiterea se face la fel Sprijinirea fălcii mobile la partea inferioară are avantajul

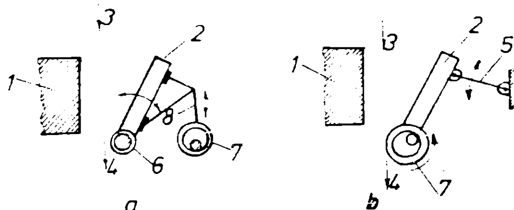


Fig. 7.4.
Funcţionarea concasoarelor şi granulatoarelor cu fălci, cu falca mobilă sprijinită la partea inferioară : a - prin arbore de sprijin ; b - prin excentric - suspensie.

că permite o reglare mai precisă a distanţei dintre fălci la evacuare şi, prin aceasta, se obţine un produs cu granulometria mai uniformă.

<u>Unghiul de apucare</u>. Rezultanta forţelor care acţionează asupra unui bulgăre de material aflat între fălcile concasorului trebuie să fie orientată spre evacuare. In caz contrar, materialul poate fi expulzat din spaţiul de lucru sau poate trece printre fălci fără a fi mărunţit. Din această condiţie rezultă valoarea unghiului φ dintre suprafeţele de măcinare, numit <u>unghi de apucare</u>. In fig. 7.5 se consideră că bucata de material aflată în zona de lucru al concasorului are formă sferică sau cilindrică. In punctele de contact cu fălcile 1 şi 2 ale concasorului acţionează :

- forţele de presiune F, datorate apăsărilor exercitate de fălci ;

- forţele de frecare λF, λ fiind coeficientul de frecare dintre fălci şi material.

Pentru compunerea forţelor F şi λF, punctele lor de aplicaţie au fost deplasate pe o axă comună (axa de simetrie dintre fălci). Cele două forţe rezultante sînt :

$$F_{R_1} = 2\ F\ \sin\frac{\varphi}{2} \quad \text{şi}$$
$$F_{R_2} = 2\ \lambda F\ \cos\frac{\varphi}{2}$$

Din condiţia $F_{R_1} < F_{R_2}$ rezultă :

$$tg\frac{\varphi}{2} \leqslant \lambda$$

sau dacă se notează unghiul de frecare cu φ_1 ($tg\varphi_1 = \lambda$) atunci :

$$tg\frac{\varphi}{2} \leqslant tg\ \varphi_1 \quad \text{de unde :} \quad \varphi \leqslant 2\varphi_1 \qquad (7.5)$$

Pentru materialele obişnuite coeficientul de frecare este în jur de 0,3, respectiv $\varphi_1 = 17^{o}$. Din relaţia (7.5) rezultă $\varphi \leqslant 34^{o}$. In practică concasoarele au unghiul dintre fălci $\varphi = 15 - 25^{o}$.

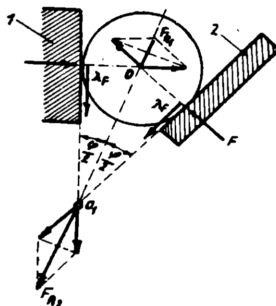


Fig. 7.5. Determinarea unghiului de apucare.

Turaţia optimă. In timpul unei rotaţii a arborelui care acţionează biela şi deci falca mobilă, aceasta din urmă execută o mişcare de apropiere şi una de îndepărtare de placa fixă. Frecvenţa mişcării de apropiere şi de îndepărtare este condiţionată de posibilitatea îndepărtării materialului din spaţiul de sfărîmare. Admiţînd că falca mobilă se deplasează paralel cu ea înseşi (fig. 7.6) în timpul mişcării spre dreapta materialul trebuie să parcurgă o distanţă egală cu înălţimea h a spaţiului de sfărîmare. Neglijînd frînarea datorită forţelor de frecare, timpul necesar parcurgerii de către material a distanţei h se calculează cu ecuaţia căderii libere :

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (7.6)$$

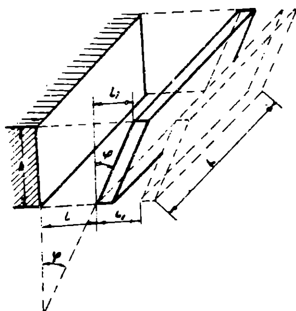


Fig. 7.6.
Determinarea turaţiei optime şi a debitului concasorului cu fălci.

In acest timp falca mobilă trebuie să parcurgă distanţa l_1 . Din fig. 7.6 se observă că se poate exprima h în funcţie de l_1 prin relaţia :

$$h = \frac{l_1}{tg\,\varphi} \quad (7.7)$$

Prin introducerea relaţiei (7.7) în relaţia (7.6) se obţine :

$$t = \sqrt{\frac{2}{g} \cdot \frac{l_1}{tg\,\varphi}} \quad (7.8)$$

Timpul t de cădere a materialului din spațiul de sfărîmare și de deplasare spre dreapta a fălcii mobile este egal, pe de altă parte, cu jumătate din durata unei rotații a arborelui care acționează biela ; dacă n este numărul de rotații pe secundă atunci :

$$t = \frac{\ell}{2n} \qquad (7.9)$$

Din relațiile (7.8) și (7.9) se obține pentru n :

$$n = 1,11\sqrt{\frac{tg\,\varphi}{\ell_1}} \qquad (7.10)$$

Dacă turația este mai mică decît cea dată de relația (7.10) frecvența evacuării materialului din spațiul de sfărîmare scade și prin aceasta, scade și productivitatea. Dacă turația este prea mare, frecvența descărcărilor crește în schimb scade h ; înălțimea materialului în spațiul de sfărîmare (h scade proporțional cu $1/n^2$) astfel încît, și în acest caz, productivitatea utilajului scade. Prin urmare valoarea turației dată de relația (7.10) este optimă. In realitate timpul „t„ de cădere este mult mai mare decît durata căderii libere, din cauza frecării dintre material și fălci și de aceea în practică se lucrează la o turație cu 5 - 10 % mai mică decît cea calculată cu relația (7.10).

<u>Productivitatea concasoarelor cu fălci</u>. Așa cum se observă din fig. 7.6, în timpul deplasării fălcii mobile spre stînga, materialul sfărîmat ocupă o formă de prismă trapezoidală al cărei volum este :

$$V = \frac{\ell + (\ell + \ell_1)}{2}\,h.L \;,\; m^3 \qquad (7.11)$$

In fig. 7.6 și în relația (7.11), ℓ este distanța minimă între fălci, ℓ_1 - deplasarea fălcii mobile, iar L

lescărcare, rezultă, pentru n rotații/secundă, debitul v
nic :

$$V_s = \frac{2\ell + \ell_1}{2} \cdot \frac{\ell_1}{tg\varphi} L\,n \quad , m^3/s \qquad (7.12)$$

Deoarece dimensiunile extreme ale materialului variază înt
limitele ℓ și $\ell+\ell_1$, dimensiunea medie este :

$$\bar{\ell} = \frac{2\ell + \ell_1}{2} \quad \text{sau} \quad 2\ell + \ell_1 = 2\bar{\ell} \qquad (7.13)$$

Inlocuind termenul ($2\ell + \ell_1$) în relația (7.12) se obține

$$V_s = \bar{\ell}\,\frac{\ell_1}{tg\varphi}\,L.n \qquad (7.14)$$

Debitul real al concasorului se calculează introduci
un coeficient de umplere ψ, deoarece :

- distanța L dintre pereții laterali ai spațiu
de umplere nu poate fi utilizată complet. Se recomandă ca
gimea maximă a bucăților de material alimentat, să fie cu
mai mică decît L ;

- prisma de material descărcat nu este compactă
are o anumită porozitate.

Practic ψ este cuprins între 0,25 - 0,65, valoarea C
corespunde cazului cînd produsul obținut prin mărunțire es
sferic.

Prin urmare debitul volumic al concasorului este :

$$V_s = \bar{\ell}\,\frac{\ell_1}{tg\varphi}\,L.n.\psi \quad , m^3/s \qquad (7.15)$$

Puterea necesară pentru acționarea concasoarelor cu fălci

Puterea necesară se calculează cu relația empirică :

$$P = 125\ (\ell + 2\ \ell_1)\ L \quad kW \qquad (7.16)$$

în care ℓ, ℓ_1 și L au semnificația prezentată la relația (7.11).

Construcția concasoarelor și granulatoarelor cu fălci

Din clasa concasoarelor cu falca mobilă sprijinită la partea superioară, face parte și concasorul Blake (fig. 7.7).

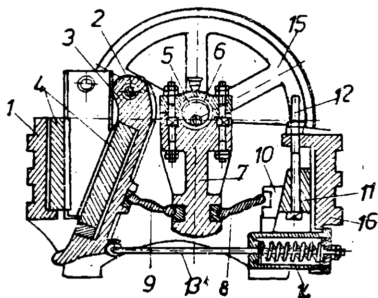


Fig. 7.7.
Concasorul cu fălci tip Blake.

Placa fixă (1) face corp comun cu batiul (16) al concasorului, iar falca mobilă (3) oscilează în jurul axului (2), rezemat pe lagăre fixate pe batiu. Fălcile sînt căptuşite cu plăci demontabile (4), confecţionate din fontă sau oţel obişnuit, dacă materialele prelevate sînt moi sau casante (pămînt, barită etc.) sau, din oţel dur cu crom şi mangan dacă materialele prelucrate sînt dure. Plăcile (4) au suprafaţa striată, pentru o mai bună aderenţă cu materialul. Arborele (5), cu excentricul (6) se reazămă pe lagăre fixate de batiu. Excentricul produce mişcarea verticală a bielei (7). Prin mişcarea bielei unghiul dintre plăcile de presiune (8) şi (9) variază, determinînd oscilaţiile fălcii mobile (3).

Lungimea gurii de descărcare, şi deci dimensiunea finală a produsului, se poate modifica deplasînd spre stînga sau spre dreapta pana (10) prin coborîrea sau ridicarea penei (11) fixată cu şuruburile (12). Tija (13) şi arcul (14) asigură uniformizarea mişcării de depărtare a fălcii mobile (cursa de mers în gol) şi atenuează efectul forţelor de inerţie ale fălcii mobile şi a plăcilor de presiune. Pentru utilizarea eficientă a puterii transmise în cursa de mers în gol şi reducerea încărcării maxime a electromotorului, provocată de intrarea în spaţiu de lucru a unor bucăţi mai mari sau mai dure, la ambele capete ale arborelui (5) se află volanţii (15) dintre care unul este construit ca roată pentru curele de transmisie.

In fig. 7.8 este prezentat concasorul cu fălci tip Dodge.

Falca mobilă (1) a acestui concasor are forma unei pîrghii masive care oscilează în jurul arborelui (2) rezemat pe lagăre,

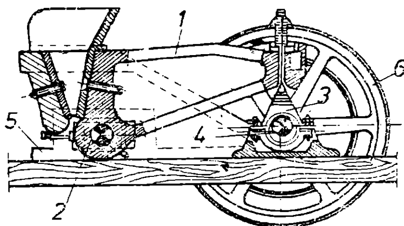


Fig. 7.8.
Concasorul cu fălci tip Dodge.

pe batiul (5). Biela (3), sprijinită pe axul excentric (4), execută o mişcare de ridicare şi coborîre şi, prin aceasta, provoacă oscilaţia fălcii mobile a concasorului. Velanţii (6) au acelaşi rol ca şi la concasorul Blake.

Sprijinirea fălcii mobile la partea inferioară face ca deschiderea gurii de evacuare să rămînă constantă şi astfel să se obţină un material mărunţit mai uniform, ca dimensiuni.

In schimb, materialul mărunţit se poate acumula în concasor provocînd înfundarea lui. Aceste concasoare se folosesc în special pentru productivităţi mici şi pentru materiale de duritate medie.

7.1.3.2. Concasoare şi granulatoare giratoare

Concasoarele cu fălci prezintă dezavantaje dintre care se menţionează : mişcarea alternativă face ca mişcarea şi deci

forţa să fie variabilă în timpul unei oscilaţii duble ; punerea în mişcare a unor subansamble masive ; trepidaţii, necesitatea unor fundaţii masive. Aceste dezavantaje sînt înlăturate de concasoarele giratoare, numite şi concasoare rotative.

In plus aceste concasoare prezintă avantajul că materialul mărunţit este mai uniform ca dimensiuni, şi au productivitatea mai mare. Prezintă şi o serie de dezavantaje : în cazul prelucrării materialelor plastice, umede (argiloase) se pot înfunda, execuţia lor e mult mai pretenţioasă şi nu sînt atît de robuste în exploatare ca şi concasoarele cu fălci. Ţinînd cont de acestea, la alegerea tipului de concasor pentru o instalaţie de mărunţire, concasorul girator este de preferat celui cu fălci doar la capacităţi mari de producţie şi pentru materiale inaderente la suprafaţa de mărunţire (minereuri, materiale uscate).

Concasoarele şi granulatoarele giratoare constau în principiu dintr-un con fix - mantaua aparatului (1) şi un con mobil (2) numit con de sfărîmare, care execută o mişcare giratorie după schemele din fig. 7.9. Ele se clasifică fie după caracteristicile constructive, fie după modul de descărcare a produsului. După primul criteriu se deosebesc : concasoare şi granulatoare giratoare cu arbore vertical fix (fig. 7.9.a); concasoare şi granulatoare giratoare cu arbore suspendat (fig. 7.9.b) ; concasoare şi granulatoare giratoare cu arbore în consolă (fig. 7.9.c).

După modul de descărcare a produslui se deosebesc : concasoare şi granulatoare giratoare cu descărcare laterală

(fig. 7.9.b) ; concasoare și granulatoare giratoare cu descărcare centrală (fig. 7.9.c).

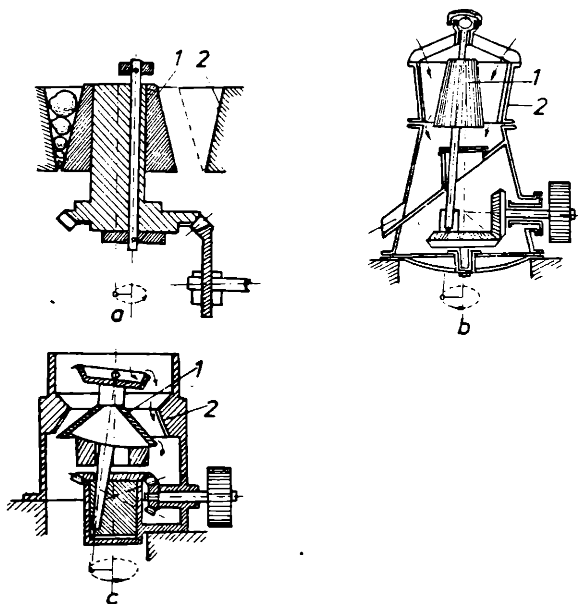


Fig. 7.9.
Concasoare și granulatoare giratoare.

7.1.3.3. Concasoare şi granulatoare cu cilindri (valţuri)

Maşinile de acest tip au o funcţionare continuă şi mărunţirea are loc prin strivirea materialului între doi cilindri care se rotesc în sensuri opuse sau între un singur cilindru şi o suprafaţă fixă.

Unghiul de apucare φ este unghiul între tangentele la suprafaţa cilindrilor, duse în punctele de contact ale acestora cu bulgărele de material ce urmează sa fie mărunţit. Se consideră un bulgăre sferic de rază r aflat între cilindrii de rază R situaţi la distanţa $2\,l$ (fig. 7.10). Neglijînd forţa de greutate, forţele care acţionează asupra bulgărelui în punctele de contact cu cilindrul sînt :

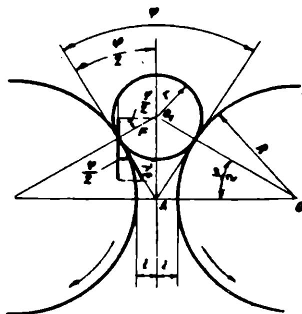


Fig. 7.10. Determinarea unghiului de apucare.

- forţa tangenţială de frecare λF a cărei comppnentă pe verticală este $\lambda F \cos \varphi/2$;

- forţa radială de presare F a cărei componentă pe verticală este $F \sin \varphi/2$.

Condiţia ca bulgărele să fie prins între cilindri impune ca :

$\lambda F \cos \varphi/2 \geqslant F \sin \varphi/2$ de unde : $\lambda \geqslant tg\,\varphi/2$, sau notînd unghiul de frecare cu φ_1, tangenta unghiului de frecare este tocmai coeficientul de frecare λ şi atunci :

$$tg\,\varphi_1 \geqslant tg\,\varphi/2 \quad \text{sau :} \quad \varphi \leqslant 2\varphi_1 \qquad (7.17)$$

Pentru granit, minereu de fier, pietriş :

$\lambda = 0,3 - 0,35$, respectiv $\varphi_1 = 17 - 19^{\circ}$ sau $\varphi = 34-38^{\circ}$

Pentru materiale umede : $\lambda \simeq 0,45$, $\varphi_1 \simeq 24^{\circ}$ sau $\varphi \simeq 48^{\circ}$.

Din triunghiul O_1OA rezultă o relaţie simplă între raza cilindrilor, dimensiunea bulgărului de alimentare şi distanţa dintre cilindri :

$$\cos \varphi/2 = \frac{R+\ell}{R+r} \qquad (7.18)$$

Pentru $\varphi/2 = 17^{\circ}$, $\cos \varphi/2 = 0,956$ şi din relaţia (7.18) se obţine :

$$R = \frac{0,956 - \ell}{0,044} \qquad (7.19)$$

Productivitatea concasoarelor cu cilindri

Volumul de material evacuat la o rotaţie a cilindrilor este egal cu volumul unei prisme de lungime B, egală cu generatoarea cilindrilor, de grosime 2ℓ, egală cu distanţa dintre cilindri şi înălţimea $2\pi R$ egală cu circonferinţa unui cerc de rază R :

$$V = B.2\ell.2\pi R = 4\pi B \ell R \text{ , } m^3 \qquad (7.20)$$

Debitul volumic, teoretic, la turaţia n ,rot/secundă, va fi :

$$V_s = 4 \pi B \ell R n \quad , m^3/s \qquad (7.21)$$

Debitul volumic real al concasoarelor cu cilindri variază între 1/3 şi 1/10 din debitul teoretic.

In fig. 7.11 este schiţat un concasor cu cilindri. Este format din batiul (6), în care sînt montate lagăre puternice pe care se sprijină arborii cilindrilor (1). Pe unul din arbori se află roata de acţionare şi volantul (2). Vitezele periferice ale cilindrilor pot fi egale sau diferite. Dacă vitezele periferice nu sînt egale,la efectul forţei de compresiune se adaugă şi un efect de forfecare, favorabil în special în cazul materialelor moi sau fibroase. Suprafaţa laterală a cilindrilor poate fi netedă (pentru materiale dure), striată, cu nervuri sau cu dinţi : (pentru argile sau minereuri). Pentru a se preveni avarierea concasorului în cazul pătrunderii în spaţiul de mărunţire a unor corpuri străine, ca bucăţi de metal, lagărele cilindrilor se construiesc astfel încît să poată glisa într-un cadru, fiind readuse la poziţia lor de lucru prin intermediul arcurilor (5). Alimentarea cu material se face prin pîlnia (4). Alimentarea trebuie făcută cît mai uniform, de la o înălţime convenabilă astfel încît materialul să ajungă între cilindri cu o viteză egală cu viteza periferică a cilindrilor, pentru a se atenua şocurile şi puterea necesară acţionării. Materialul mărunţit

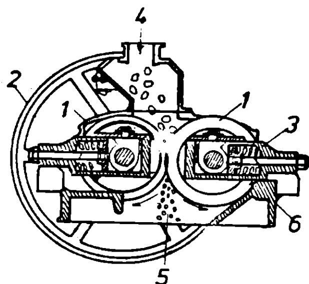


Fig. 7.11.
Concasor cu cilindri.

este evacuat prin deschiderea (5) dintre cilindri.

7.1.3.4. Concasoare, granulatoare și mori acționînd prin lovire

Mașinile din această clasă pot fi :

a) Concasoare, granulatoare și mori cu ciocane rotative (fig. 7.12), care în principal sînt constituite din discul (1) acționat în rotație de arborele (2) și avînd fixate la periferia sa bare pe care sînt suspendate ciocanele (3). Materialul introdus prin pîlnia de alimentare (4) este lovit în căderea sa liberă de ciocane și proiectat pe plăcile de blindaj (5) unde este sfărîmat. De aici materialul cade la partea inferioară a mașinii de unde particulele de mărime corespunzătoare sînt evacuate prin grătarul (6).

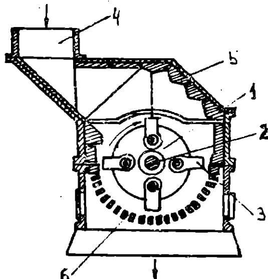


Fig. 7.12.
Concasor cu ciocane.

Concasoarele cu ciocane sînt caracterizate prin faptul că mărunțirea are loc în etape succesive : lovirea materialului de ciocanele orientate radial de forța centrifugă, proiectarea materialului pe plăcile de blindaj unde se sfărîmă atît datorită șocului cît și prin lovirea de către ciocane, mărunțirea în continuare a bucăților de material ajunse la partea

b) Concasoare, granulatoare şi mori cu impact

Concasorul cu impact, prezentat în fig. 7.13 constă dintr n disc în rotaţie (4), pe care sînt fixate rigid ciocanele (5) Materialul este preluat de ciocane şi proiectat cu viteză mare spre plăcile sau barele de impact (6). Materialul este introdus în concasor prin pîlnia (1). Perdeaua de lanţuri (2) uniformizează alimentarea iar prin ciurul (3) este separat materialul mărunt din materialul de alimentare. Aceste maşini realizează un grad mare de mărunţire, au turaţii mari, lucrează fără trepidaţii mari şi au un consum mai mic de energie.

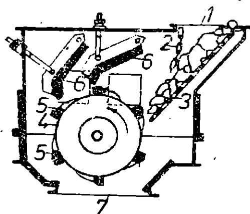


Fig. 7.13.
Concasor cu impact.

c) Dezmembratorul funcţionează pe un principiu ase-

mănător cu cel al morilor cu ciocane. Schema de principiu este redată în fig. 7.14. Materialul este alimentat prin pîlnia (1), de unde prin intermediul plăcii dozatoare (2) ajunge în zona de măcinare a mașinii. Această zonă este formată dintr-un disc fix (3) și discul rotativ (4), pe care sînt asamblate, pe cercuri concentrice, tije de oțel dur ; asamblarea este astfel făcută încît tijele de pe discul rotativ se rotesc între tijele discului fix. Discul rotativ este acționat de un arbore antrenat în mișcare de o curea. Materialul ajuns între tijele celor două discuri este mărunțit prin lovire și forfecare și este evacuat prin deschiderea (7). O transmisie cu curea acționează roata (6) care comandă închiderea sau deschiderea clapetei de dozare (2).

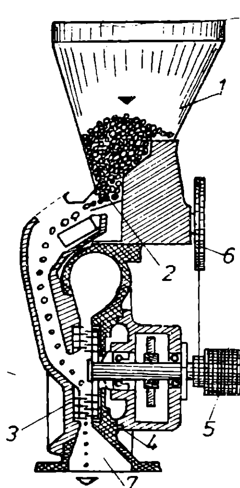


Fig. 7.14.
Dezmembrator.

Există și aparate la care ambele discuri sînt mobile și se rotesc în sensuri opuse, care poartă numele de <u>dezintegratoare</u>. La ambele tipuri de aparate viteza periferică a barelor variază între 25 - 40 m/s. Dimensiunile materialului la alimentare trebuie să fie cuprinse între 10 și 100 mm, iar ale produsului sînt între 0,4 - 4 mm. Se utilizează pentru : cărbuni, piatră, lemn, sare, coloranți etc. Principalul lor de-

zavantaj este determinat de uzura rapidă a discurilor şi tijelor şi de productivitatea relativ mică.

7.1.3.5. Granulatoare şi mori cu corpuri rostogolitoare

La aceste tipuri de maşini mărunţirea se face prin acţiunea forţelor de compresiune exercitate asupra materialului de corpuri sub formă de bare,(role), cilindri, sfere, corpuri ovoidale sau elipsoidale etc., care se rostogolesc sau se rotesc pe o suprafaţă plană sau concavă. La forţa de compresiune se adaugă şi forţa de frecare între material şi corpurile rostogolitoare şi frecarea dintre bucăţile de material. Există mai multe tipuri constructive de granulatoare şi mori cu corpuri rostogolitoare, din care se prezintă în continuare pe cele mai reprezentative.

7.1.3.5.1. C o l e r g a n g u r i

Aceste maşini, numite şi mori chiliene sau mori cu pietre verticale sînt utilizate din cele mai vechi timpuri. Ele se construiesc în două variante (fig. 7.15) :

- colerganguri la care axul (4) pe care se rotesc cele două pietre de măcinare (3), este fixat rigid pe pivotul central (1) şi se roteşte solidar cu acesta (fig. 7.15.a) ;
- colerganguri la care axul orizontal al pietrelor

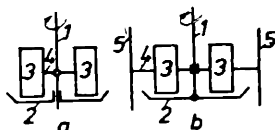


Fig. 7.15.
Schema de funcţionare a colergangului : a - cu taler fix ; b - cu taler rotativ.

este fixat pe stîlpii de susţinere (5) ; la acesta pivotul central este fixat rigid de talerul (2), rotindu-se odată cu el. Sistemul de acţionare este plasat deasupra sau dedesubtul talerului.

La ambele variante pietrele se pot ridica sau coborî după necesităţi. Un sistem de raclete sau pluguri dirijează materialul sub pietrele care-l macină prin presare. Odată cu mişcarea de rotaţie a pietrelor se produce şi o mişcare de alunecare a acestora pe taler. Prin alunecare ia naştere şi o forţă de forfecare, care produce "destrămarea" materialului. De aceea colergangurile pot fi utilizate ca defibratoare pentru materiale ca azbest, lemn etc.

Colergangurile se folosesc pentru măcinarea uscată sau umedă a materialelor dure sau semidure. Deoarece produsul nu are o granulometrie uniformă, cel mai adesea este trecut în continuare la o măcinare fină.

Morile Loesche (fig. 7.16) şi morile pendulare (fig. 7.17) sînt variante perfecţionate ale colergangurilor.

La moara Loesche forţa de apăsare a pietrelor (1) pe talerul (2) este mărită cu ajutorul arcurilor (3) sau al unor sisteme hidraulice. Morile pendulare macină prin presarea materialelor între suprafaţa laterală interioară a virolei cilindrice (1) şi pietrele (2) care se rotesc în jurul axei lor. Forţa de compresiune ia naştere din forţa centrifugă imprimată

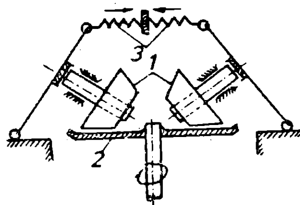


Fig. 7.16.
Moara Loesche.

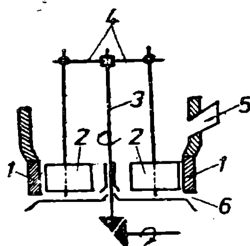


Fig. 7.17.
Moara pendulară.

pietrelor de către arborele principal (3) prin intermediul brațelor pendulare (4) de care sînt articulate axele pietrelor. Alimentarea se face prin deschiderea laterală (5), iar evacuarea produsului prin deschiderea (6).

Moara inelară cu trei cilindri, numită și moara Kent sau moara Maxecon realizează măcinarea între suprafața laterală a unui inel și trei cilindri (valțuri) - fig. 7.18.

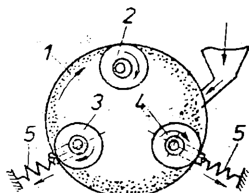


Fig. 7.18.
Moară inelară cu trei cilindri.

Inelul (1) este suspendat pe cilindrul (2) antrenat în rotație printr-o curea. Datorită forțelor de frecare inelul (1) se rotește în același sens cu cilindrul (2). Valțurile laterale (3) și (4) sînt presate pe suprafața laterală interioară a inelului de arcurile (5) și sînt antrenate, tot prin frecare, de inelul (1). Materialul măcinat, adus între inel și valțul (4), suferă

o primă mărunţire prin presare. In continuare datorită forţei centrifuge, materialul rămîne proiectat pe faţa interioară a inelului şi este măcinat, în acelaşi mod, între inel şi celelalte două valţuri. Produsul este evacuat din moară prin deschideri aplicate în pereţii frontali ai carcasei.

Această moară este folosită pentru măcinarea intermediară şi fină a cărbunilor, fosfaţilor, varului, produselor pentru ciment, a produselor refractare etc. Are o funcţionare liniştită, fără uzură prea mare a suprafeţelor de măcinare şi un consum de energie mai mic decît la celelalte tipuri de mori.

7.1.3.5.2. Mori cu bile

Morile cu bile sînt unele din cele mai răspîndite maşini de mărunţit folosite în industria chimică, a materialelor de construcţii şi în alte ramuri industriale. O moară cu bile constă, în principal, din corpul morii, aflat în mişcare de rotaţie în jurul axei sale şi corpurile de măcinare care, împreună cu materialul supus măcinării, formează încărcătura morii. Drept corpuri de măcinare se folosesc bile de oţel sau alt material dur, role, bare, corpuri ovoidale, elipsoidale sau de alte forme confecţionate din oţel, porţelan, silex etc.

Prin rotirea morii, corpurile de umplere sînt ridicate pînă la o înălţime, care depinde de turaţia morii, cad peste material, sînt ridicate din nou ş.a.m.d. Măcinarea se realizează prin lovirea materialului de corpurile de măcinare şi prin frecarea materialului cu corpurile de măcinare şi cu corpul

morii. Eficienţa mărunţirii şi gradul de utilizare al energiei depind pentru o dimensiune dată a bilelor de turaţia morii. La turaţii mici (fig. 7.19.a) bilele sînt antrenate pînă la o înălţime mică de unde se rostogolesc spre partea de jos, măcinarea realizîndu-se numai prin frecarea bilelor cu materialul.

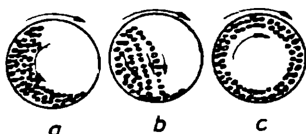


Fig. 7.19.
Mişcarea bilelor în moară : a - turaţie mică ; b - turaţie optimă ; c - turaţie mare.

Mărind turaţia, înălţimea pînă la care se ridică bilele, creşte şi o parte din ele cad, lovind materialul (fig. 7.19.b). Turaţia la care bilele se mai desprind de pereţii interiori ai morii şi cad se meşte turaţie critică. Peste această valoare a turaţiei bilele se menţin în contact cu peretele interior al morii şi nu mai realizează mărunţirea (fig. 7.19.c).

Turaţia optimă a morii se determină din echilibrul forţelor care acţionează asupra unei bile din moară. Asupra unei bile se exercită forţa centrifugă F_c şi forţa gravitaţională F_g (fig. 7.20). Forţa de greutate se descompune în componentele $F_g \cos\varphi$ şi $F_g \sin\varphi$, unde φ este unghiul de ridicare a bilelor.

Bila nu se desprinde de perete atîta timp cît este îndeplinită condiţia :

$$F_c \geqslant F_g \sin\varphi \qquad (7.22)$$ sau :

$$M\omega^2 R \geqslant M \cdot g \sin\varphi \qquad (7.23)$$

Pentru $\varphi = 90^o$, condiţia devine :

$$\omega^2 R / g \geqslant 1 \qquad (7.24)$$

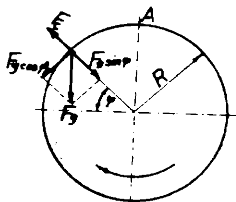


Fig. 7.20.
Determinarea turaţiei optime a morii.

Viteza unghiulară calculată din ultima relaţie se numeşte critică şi la această valoare a ei măcinarea nu se mai realizează.

$$\omega_{cr} = \sqrt{g/R} \qquad (7.25)$$

Introducînd în relaţia (7.25)

$\omega_{cr} = 2\pi n_{cr}$ şi $R = d_i/2$

se obţine turaţia critică :

$$n_{cr} = \frac{0,706}{\sqrt{d_i}} \text{, rot/s} \qquad (7.26)$$

în care d_i este diametrul interior al morii.

Turaţia optimă a morii se stabileşte din condiţia ca lucrul mecanic de cădere a bilei să fie maxim. Pentru aceasta unghiul de ridicare este $\varphi = 35^o20'$, respectiv :

$$n_{opt} = 0,76 \cdot n_{cr} \text{, rot/s} \qquad (7.27)$$

Pentru a se putea împiedica alunecarea bilelor înainte ca ele să atingă unghiul $\varphi = 35^o20'$, pereţii interiori ai morii se fac ondulaţi.

Eficacitatea măcinării depinde, pe lîngă de mişcarea bilelor în moară, de diametrul bilelor şi de natura materialului supus măcinării cît şi de diametrul interior al morii. Dimensiunea minimă a bilelor, d_{min}, se calculează cu relaţia:

$$d_{min} = l_{max} \sqrt[3]{\frac{\sigma_c^2}{1,28E\gamma d_i}} \qquad (7.28)$$

în care : l_{max} este dimensiunea maximă a bucăţilor de material cu care este alimentată moara ; σ_c - rezistenţa la comprimare ; E - modulul de elasticitate ; γ - greutatea specifică a materialului bilei, iar d_1 - diametrul interior al morii.

Dimensiunea maximă a bilelor, d_{max}, se calculează cu relaţia :

$$d_{max} \simeq \left(\frac{1}{18} - \frac{1}{24}\right) d_1 \qquad (7.29)$$

Gradul de umplere, V^o, a morii este raportul dintre volumul V_b al încărcăturii de bile şi volumul total V al morii. In mod obişnuit gradul de umplere se ia între 30 - 35 %.

Productivitatea morilor cu bile se calculează cu ajutorul unei relaţii semiempirice, stabilită pe baza teoriei similitudinii şi a numeroase determinări experimentale :

$$M_h = K \frac{\gamma_b}{g^{0,4}} d_1^{2,4} L \cdot n^{0,8} (V^o)^{0,9} \text{ , t/h} \qquad (7.30)$$

In relaţia (7.30) K este un coeficient care depinde de fineţea produsului,de mărimea iniţială şi de umiditatea materialului, care se determină experimental ; γ_b - greutatea specifică aparentă a bilelor, în t/m^3 ; d_1 - diametrul interior al morii, în m ; L - lungimea morii, în m ; n - turaţia morii, în rot/min ; V^o - gradul de umplere, iar g - constanta acceleraţiei gravitaţionale.

Puterea necesară pentru acţionarea morilor cu bile se calculează cu relaţia aproximativă :

$$P = k_1 G_b \sqrt{d_1} \text{ , kW} \qquad (7.31)$$

în care k_1 este un coeficient care depinde de gradul de umplere şi natura corpurilor de măcinare ; G_b - greutatea

încărcăturii corpurilor de umplere, în KN .

In principal energia se consumă pentru mişcarea bilelor şi pentru învingerea frecărilor. Consumul de energie la funcţionarea în gol, adică atunci cînd moara este încărcată numai cu bile, şi la funcţionarea cu încărcătura de material este practic acelaşi. De aici rezultă că exploatarea raţională a morii se poate face, în principal, printr-o dozare corectă a încărcăturii de bile.

Principalele avantaje ale morilor cu bile sînt :

- se pot folosi la măcinarea celor mai diferite materiale ;
- productivitate destul de mare ;
- funcţionare sigură şi deservire simplă ;
- grad mare de mărunţire şi o granulometrie relativ constantă a produsului ;

Morile cu bile prezintă însă şi unele dezavantaje cum ar fi :

- volum şi masă mare ;
- volumul morii este utilizat doar în proporţie de 30 - 35 % ;
- consum ridicat de energie cu un randament de circa 15 % ;
- produc mult zgomot.

Există o gamă extrem de variată de mori cu corpuri de umplere. In fig. 7.21 se prezintă principalele tipuri constructive de mori cu bile.

Dintre numeroasele tipuri de mori cu bile se prezintă în continuare pe cele mai importante :

<u>Mori cu site</u> (fig. 7.22). La aceste mori evacuarea produsului pe măsură ce atinge fineţea dorită se face perife-

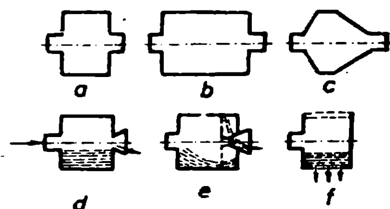


Fig. 7.21.
Tipuri de mori cu bile.
a - moară cilindrică scurtă ; b - moară tubulară ; c - moară conică sau cilindro-conică ; d - moară cu evacuare prin prea plin ; e - moară cu cameră de evacuare ; f - moară cu evacuare periferică.

ric. Materialul de măcinat este adus în tamburul (1), blindat cu plăci de oţel dur (2), unde este mărunţit de bile şi trece prin fantele dintre plăcile de blindaj din interiorul unui tambur perforat (3). Acesta are rolul de a proteja sita propriu-zisă (4) de bucăţile de material prea grele şi prea voluminoase. Materialul care are fineţea dorită trece prin sită, iar refuzul ajunge din nou în spaţiul de măcinare.

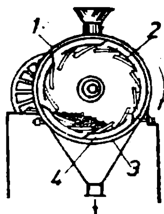


Fig. 7.22.
Moară cu site.

Morile cu site realizează grade mici de mărunţire şi pot prelucra materiale de duritate diferită, cu condiţia să fie uscate.

<u>Mori cilindrice</u>. Se construiesc în două variante:

a) cu cilindru scurt ;

b) cu cilindru lung, numite şi mori tubulare.

<u>Moara tubulară</u> (fig. 7.23) este formată dintr-un tambur orizontal (1), căptuşit cu plăci din oţel dur, terminat cu două fusuri (2) şi (3), largi, sprijinite pe lagărele (4).

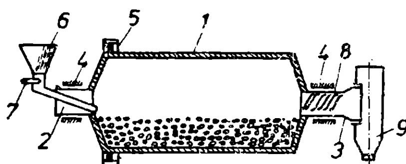


Fig. 7.23.
Moară cu bile tubulară.

Tamburul este acţionat prin coroana dinţată (5). Alimentarea se face prin pîlnia (6) prin intermediul dozatorului (7), iar evacuarea produsului se face cu transportorul cu şnec (8) în buncărul (9). Morile tubulare pot lucra în regim continuu şi pot măcina uscat sau umed. Pentru mărirea fineţei, în moară se introduc bile de dimensiuni cît mai mici sau în locul bilelor se folosesc bare.

<u>Moara conică sau moara Hardinge</u> (fig. 7.24) este formată dintr-o parte cilindrică şi două părţi conice : conul de intrare (scurt), cu un unghi la vîrf de 120^{o} şi conul de

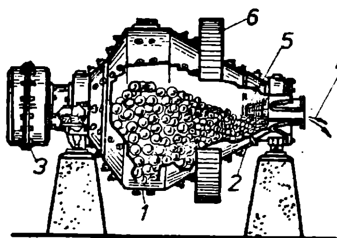


Fig. 7.24.
Moară conică cu bile.

moară prin deschiderea de alimentare (3) este supus acţiunii de măcinare a bilelor mari (1) şi a celor mici (2) ; produsul este evacuat prin grătarul (5) şi deschiderea (4).

In timpul rotirii bilele se aşează, de la sine, după mărime (cele mici spre evacuare) şi, drept urmare în zona în care măcinarea este aproape terminată energia se consumă pentru mişcarea bilelor de dimensiuni mici într-un spaţiu de volum redus. Se realizează în acest fel o proporţionare între diametrul bilelor şi viteza periferică de rotaţie a morii cu dimensiunea descrescîndă a materialului de prelucrat, avînd drept consecinţă utilizarea mai raţională a energiei consumate în măcinare.

Aceste mori pot lucra uscat sau umed ; în cazul cînd se face o măcinare uscată produsul poate fi evacuat din moară pneumatic.

7.1.3.6. Mori cu jet

Moara cu jet reprezintă un caz particular al morilor cu impact. Un jet puternic de gaze sau vapori imprimă energie cinetică particulelor de dimensiuni diferite. Măcinarea rezultă

mai mult din ciocnirea (impactul) şi frecarea dintre particule. In fig. 7.25 este prezentată moara cu jet Wheeler. Corpul (1) al morii, de forma unui inel aproximativ eliptic în secţiune, este prevăzut cu un injector (2) pentru introducerea materialului în zona de mărunţire (4) ; aceasta este prevăzută cu ajutaje pentru aer sau abur supraîncălzit introdus prin racordul (3). Jaluzelele (5) de la partea superioară fac o clasare a materialului, lăsînd să treacă, odată cu gazul, numai particulele care au atins fineţea dorită ; particulele mai mari sînt recirculate de gaz şi revin în zona de mărunţire. Fineţea produsului poate fi reglată prin poziţia jaluzelelor. Morile cu jet permit măcinarea particulelor pînă la dimensiuni finale de de $5 - 1\mu$ şi chiar $0,25\mu$. Morile cu jet se folosesc la măcinarea pigmenţilor, a detergenţilor, în metalurgia pulberilor etc.

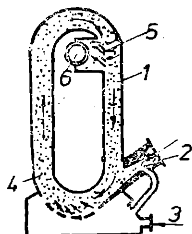


Fig. 7.25.
Moară cu jet.

7.1.3.7. Mori coloidale

Morile coloidale realizează măcinarea prin intermediul unui fluid. Materialul mărunţit cît mai fin, printr-un alt procedeu de măcinare, este dispersat într-un lichid. Suspensia obţinută se introduce într-un spaţiu foarte îngust şi deplasată cu viteze foarte mari, ceea ce face ca eforturile de

forfecare, lovire şi frecare foarte mari sînt transferate particulelor prin intermediul fazei de dispersie. Morile coloidale se folosesc în prepararea emulsiilor, răşinilor, cerurilor, a cremelor alimentare, cosmetice, farmaceutice etc.

După acţiunea principală de măcinare se deosebesc mori coloidale acţionînd prin lovire şi mori coloidale acţionînd prin frecare. In fig. 7.26 este prezentată schematic o moară coloidală acţionînd prin frecare.

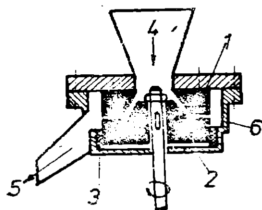


Fig. 7.26.
Moară coloidală

Ea constă dintr-un rotor tronconic (2), avînd o turaţie foarte mare (pînă la 15000 rot/min) şi un corp tronconic fix (1). Distanţa dintre conuri variază între 0,025 şi 1 mm şi poate fi reglată cu un şurub micrometric. Etanşarea între rotorul tronconic (2) şi carcasa (6) a morii se face prin inelul de fricţiune (3). Suspensia, introdusă prin pîlnia (4) este aspirată între conuri datorită depresiunii create prin rotirea rotorului. Particulele solide aflate în suspensia care iese din moară prin deschiderea (5), au dimensiuni între 1 şi 0,1 μ

Dezavantajul morilor coloidale este productivitatea lor mică şi consumul de energie foarte ridicat.

7.1.3.8. Exploatarea utilajelor de mărunțire. Protecția muncii

Exploatarea rațională a utilajelor de mărunțire presupune un control permanent al uzurii, reglării și ungerii utilajelor. Principalele operații ce se efectuează la întreținerea unor tipuri de utilaje de mărunțire sînt prezentate în tabelul 7.3.

Tabelul 7.3.

Utilajul de mărunțire	Operații de întreținere
1	2
Concasor cu fălci	- ungerea lagărelor - strîngerea șuruburilor de fixare sau schimbarea șuruburilor de fixare uzate - controlul uzurii plăcilor de blindaj - verificarea funcționării mecanismului de reglare - controlul fixării de fundație a concasorului
Concasor cu cilindri	- controlul ungerii lagărelor și a fusurilor cilindrilor - ungerea lagărelor transmisiei - controlul suprafeței de lucru a cilindrilor - verificarea funcționării sistemului de răcire

1	2
Moară cu bile	- realizarea ungerii conform schemei de ungere - controlul temperaturii reductorului cu roţi dinţate - verificarea plăcilor de blindaj - controlul stării bilelor şi corelarea gradului de ungere cu turaţia
Moară cu ciocane	ungerea lagărelor - verificarea bolţurilor de fixare a ciocanelor pe rotor - controlul şuruburilor de fixare şi a blindajelor
Moară coloidală	- verificarea ungerii - înlăturarea jocurilor şi verificarea menţinerii lor în limite foarte strînse - verificarea echilibrajului (prin zgomot).

In timpul funcţionării utilajelor de mărunţire se impune respectarea unor norme de tehnica securităţii muncii, dintre care se prezintă cele mai importante.

Toate concasoarele, morile şi pulverizatoarele, care presupun degajare de praf, vor fi dotate cu echipament etanş, iar spaţiul de lucru va fi prevăzut cu ventilaţie corespunzătoare. Toate părţile în mişcare ale utilajelor de mărunţire vor fi protejate cu apărători corespunzătoare.

Utilajele care lucrează cu substanţe agresive vor fi prevăzute cu dispozitive de alimentare mecanică, dispozitive de absorbţie locală şi vor fi izolate în boxe etanşe.

Concasoarele, morile şi pulverizatoarele vor avea în partea superioară a pîlniei de alimentare un grătar pentru separarea particulelor mai mari decît cele admise la utilajul respectiv.

Concasoarele vor fi prevăzute cu o apărătoare solidă pentru protecţia operatorilor împotriva pericolelor datorate materialelor supuse sfărîmării.

Gurile de alimentare ale concasoarelor vor fi protejate cu capace lăsînd liber numai spaţiul de alimentare. Gura de alimentare va fi prevăzută cu grătare care să prevină introducerea mîinilor sau căderea operatorilor în concasor.

In cazul morilor cu bile, pe ambele părţi ale acestora se vor monta apărători sau balustrade înalte de cel puţin 2,6 m de la pardoseală sau platformă.

7.2. CLASAREA MATERIALELOR SOLIDE

Toate procesele tehnologice în care se prelucrează materiale solide impun fracţionări ale amestecurilor granulare şi pulverulente rezultate la mărunţire. Scopul fracţionării poate fi :

- separarea granulelor care depăşesc o dimensiune limită superioară ;
- separarea granulelor care nu ating o dimensiune limită inferioară ;
- separarea particulelor în mai multe fracţiuni

granulometrice (clasare) ;

- separarea pe sorturi de constituenţi ai unui sistem neomogen, sub aspectul compoziţiei chimice (sortare).

In continuare vor fi prezentate procedeele de clasare şi utilajele folosite în acest scop.

7.2.1. Procedee de clasare

Realizarea clasării unui sistem polidispers se bazează pe diferenţa între anumite proprietăţi fizice ale particulelor din sistem, cum ar fi : dimensiunile, forma, densitatea, umectabilitatea etc. Funcţie de aceste proprietăţi, pentru separare se utilizează acţiunea forţelor de masă (greutatea, forţa de inerţie, forţa centrifugă) şi a forţei de presiune.

Clasarea poate să preceadă mărunţirea, poate fi făcută între două trepte de mărunţire sau, poate urma după mărunţire. Sub acest aspect ea se numeşte clasare primară, intermediară şi respectiv finală.

După natura forţelor implicate în proces şi după caracteristicile constructive ale maşinilor folosite, se deosebesc: clasarea mecanică, clasarea pneumatică şi clasarea hidraulică.

In continuare sînt discutate clasarea mecanică şi clasarea pneumatică.

7.2.2. Clasarea mecanică

Prin clasare mecanică separarea în fracții granulometrice se realizează trecînd materialul pe suprafețe avînd deschideri cum ar fi : fante largi dreptunghiulare, orificii circulare sau ochiuri pătrate, de dimensiuni convenabile. In cazul suprafețelor cu deschideri mari, particulele de dimensiuni mai mici, sub acțiunea gravitației, cad libere printre aceste deschideri, iar cele de dimensiuni mai mari rămîn pe suprafața agregatului.

In cazul suprafețelor cu deschideri mai mici, apropiate de dimensiunile particulelor ce le separă, în vederea unei separări mai eficiente este necesar ca materialul să se deplaseze în raport cu suprafața.

Utilajele industriale pentru clasarea mecanică se numesc grătare, ciururi și site iar operația se numește, în mod corespunzător, ciuruire sau cernere .

In cazul grătarelor, suprafața de separare este formată din bare cu secțiunea cilindrică sau trapezoidală, paralele, fixate la distanțe egale pe suporturi, astfel încît să se creeze între ele fante egale.

La ciururi și site, suprafața de separare este formată din table perforate (cu orificii circulare sau dreptunghiulare) sau țesături metalice sau textile cu ochiuri pătrate.

In mod convențional denumirea de sită este dată dispozitivelor de cernut avînd găuri sau ochiuri de diametrul sau latura mai mică decît 1 mm și denumirea de ciururi celor cu

ochiuri avînd diametrul sau latura mai mare de 1 mm (STAS 1077 - 70). Ciururile şi sitele sînt notate printr-un număr egal cu lungimea în milimetri a laturii sau diametrului,urmat de indicativul standardului.

Randamentul de separare. Din cantitatea M de material cu care este alimentată sita, o parte, constituită din particule mai mici decît dimensiunile ochiului sitei, trece prin sită şi formează cernutul, iar o parte rămîne pe sită şi formează refuzul sau reţinutul. Refuzul conţine pe lîngă particule ale cător dimensiuni sînt mai mari decît dimensiunile ochiului şi particule cu dimensiuni mai mici decît ale ochiului. Se numeşte randament de separare raportul între masa cernutului şi masa particulelor, avînd dimensiuni mai mici decît ale ochiului sitei :

$$\eta_s = \frac{M_c}{C_m \cdot M} 100, \% \qquad (7.32)$$

unde : η_s - randamentul de separare ;

M_c - masa cernutului ;

C_m - fracţia masică a particulelor din masa totală, avînd dimensiuni mai mici ca ale ochiului sitei.

Randamentul sitelor variază în mod obişnuit între 70 şi 75 %, în mod excepţional 90 %. Cînd sita are defecte (ochiuri rupte sau lărgite) sau cînd particulele au formă alungită, vor trece în cernut şi particule cu diametrul mediu mai mare decît latura ochiurilor normale ale sitei. In acest caz definiţia dată mai înainte pentru randament nu mai este aplicabilă.

Suprafaţa activă de cernere. Se numeşte suprafaţă activă de cernere raportul dintre suprafaţa liberă, egală cu

aria fantelor sau ochiurilor, şi aria totală a grătarului, ciurului sau sitei. De exemplu, pentru o sită din ţesătură de sîrmă (fig. 7.27) cu ochiuri pătrate, suprafaţa activă de cernere este :

$$A = \frac{\ell^2}{(\ell+d_s)^2}\ 100,\% \qquad (7.33)$$

unde ℓ - lungimea laturii ochiului iar d_s - diametrul sîrmei. Lungimea totală a sitei, L este :

$$L = n.\ell + (n+1)d_s \simeq n(\ell+d_s) \qquad (7.34)$$

Pentru L = 1 rezultă :

$$n = 1/\ell+d_s \text{ sau, } n.\ell = 1-nd_s \qquad (7.35)$$

unde n este numărul de ochiuri pe unitatea de lungime a sitei. Pe baza relaţiilor (7.34) şi (7.35) suprafaţa activă de cernere se poate calcula cu :

$$A = 100.\ell^2.n^2 = 100(1-n.d_s)^2 \qquad (7.36)$$

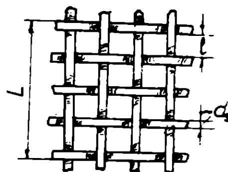


Fig. 7.27.
Caracteristicile unei site.

7.2.2.1. Factorii care influenţează cernerea

Eficienţa unei instalaţii de cernere este apreciată prin productivitate, randament de separare, gradul de uzură a suprafeţei de separare şi prin uşurinţa de montare şi exploatare. Aceşti indicatori sînt influenţaţi de o serie de factori dintre care cei mai importamţi sînt :

a) Cernerea umedă sau uscată. Cel mai frecvent este folosită cernerea uscată. Dacă se face o cernere umedă, materialul este în prealabil stropit cu apă sau se stropeşte suprafaţa de cernere la partea ei inferioară. Cernerea umedă se poate aplica numai la separarea particulelor care nu se aglomerează prin umezire şi nu se lipesc de supraţafa sitei. La cernerea umedă productivitatea şi randamentul de separare sînt mai mari ;

b) Forma granulelor. Cel mai uşor se separă particulele de formă sferică. Dacă amestecul care alimentează sita este format din particule de formă diferită creşte pericolul de înfundare a sitei ;

c) Natura materialului influenţează mai puţin cernerea. Excepţie fac materialele lipicioase care duc la scăderea productivităţii şi randamentului. Materialele abrazive, cum ar fi nisipul, sticla etc. uzează rapid suprafaţa de cernere ;

d) Distribuţia după dimensiuni a particulelor în materialul ce trebuie separat, este un factor cu influenţă importantă în cernere. Particulele avînd diametrul mediu

$d_m < 0,7\,l$ trec ușor prin ochiurile sitei și nu influențează randamentul de separare. Particulele cu $d_m > 1,5\,l$ se deplasează ușor pe suprafața sitei și nu influențează trecerea particulelor mai mici prin ochiurile sitei. Granulele cu dimensiuni apropiate de ale laturii sau diametrului ochiului sitei creează principalele dificultăți, prin înfundarea sitei ducînd la scăderea productivității și randamentului. Dacă în materialul inițial fracțiunile ce urmează a fi separate sînt apropiate ca dimensiuni, se recomandă să se lucreze cu site avînd ochiurile cu 10 - 15 % mai mari decît dimensiunile fracțiunilor ce urmează să treacă în cernut ;

e) Alimentarea sitei. Un debit de alimentare prea mic scade productivitatea sitei prin neutilizarea ei la întreaga capacitate, în schimb, un debit de alimentare prea mare mărește grosimea stratului de material pe sită și, prin aceasta, este îngreunată deplasarea materialului pe sită, iar randamentul scade ;

f) Suprafața activă de cernere influențează productivitatea și rezistența sitei. Dacă suprafața activă este mare, productivitatea crește, în schimb scade rezistența mecanică a sitei, de aceea sitele folosite la cernerea materialelor abrazive trebuie să aibă suprafața activă mică ;

g) Forma constructivă și dimensiunile sitei. Sitele se construiesc astfel încît drumul parcurs de material pe sită să fie cît mai lung, astfel încît particulele cu dimensiuni mai mici decît laturile ochiului să poată să ajungă la suprafața de cernere. Pentru materiale cu particule sferice se recomandă site cu ochiuri circulare sau pătrate, iar pentru

particule de formă neregulată se recomandă site cu fante alungite, dreptunghiulare ;

h) Mişcarea materialului pe sită depinde de modul de mişcare a sitei. Sita trebuie să imprime materialului o mişcare sacadată şi în salturi pentru ca frecvenţa schimbării poziţiilor dintre particulă să fie mare, crescînd în acest fel probabilitatea ca particulele cu dimensiuni mici să ajungă la suprafaţa de cernere. In fig. 7.28 sînt prezentate diferite sisteme de mişcare a sitelor.

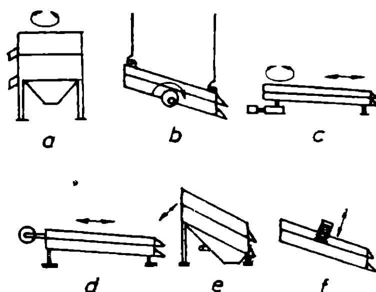


Fig. 7.28.
Scheme de mişcare a sitelor :
a - mişcare giratoare în plan orizontal ; b - mişcare giratorie în plan vertical ; c - mişcare giratorie în plan orizontal, combinată cu mişcare alternativă în acelaşi plan ; d - mişcare alternativă în plan orizontal ; e - mişcare cu un vibrator mecanic ; f - mişcare cu un vibrator electric.

7.2.2.2. Scheme de cernere

In cazul în care sita are ochiuri de aceeași dimensiune pe toată suprafața, cernutul va conține totdeauna particule de dimensiuni mai mici decît dimensiunile ochiurilor iar refuzul va fi format din particule cu diametrul mai mare decît latura sau diametrul ochiurilor sitei și din particule cu diametrul mai mic decît diametrul ochiului,care nu au ajuns la suprafața de cernere.

Dacă este necesară obținerea mai multor fracțiuni granulometrice materialul este trecut, fie printr-o sită cu deschideri de dimensiuni variabile; fie pe serii de site, fiecare avînd deschideri de anumite dimensiuni. Ordinea în care se obțin fracțiunile poate fi : "de la mare la mic", "de la mic la mare" sau combinat.

Diferitele scheme de cernere sînt prezentate în fig. 7.29.

Cernerea de la mic la mare are avantajul că permite controlul procesului și înlocuirea ușoară a sitelor uzate, dar randamentul este mic.

Cernerea de la mare la mic are un randament de separare mai bun, uzura sitelor este relativ redusă și agregatul de cernere este mai scurt. Dar în acest caz schimbarea sitelor este mai dificilă și înălțimea agregatului este mai mare.

Cernerea combinată se situează,în ceea ce privește avantajele și dezavantajele între celelalte două.

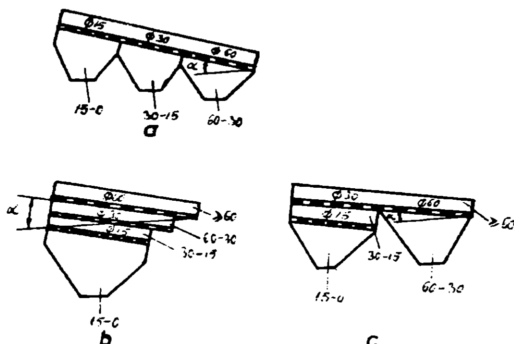


Fig. 7.29.
Scheme de cernere: a - de la mic la mare ; b - de la mare la mic ; c - combinat.

7.2.2.3. Utilaje pentru clasarea mecanică

Grătare cu bare fixe. Aceste utilaje sînt formate din bare metalice fixate pe un cadru înclinat în lungul barelor. Materialele cad pe puntea formată de bare ; bucățile mari se rostogolesc sau alunecă spre gura de descărcare, iar cele mici trec prin deschiderile dintre bare. Barele fiind trapezoidale în secțiune transversală, deschiderea dintre bare este variabilă pe adîncime, crescînd spre partea inferioară. In felul acesta se evită posibilitatea înfundării deschiderilor cu bucăți mici. Distanța dintre bare variază între 50 - 200 mm

iar înclinarea suprafeței de separare poate fi de 20 - 50°. Grătarele cu bare fixe sînt avantajoase deoarece nu consumă energie și nu sînt scumpe, dar nu se pot folosi decît pentru materiale uscate și care se deplasează ușor pe suprafața de separare.

Grătare cu bare mobile. La aceste utilaje, barele execută o mișcare alternativă fiind acționate de un arbore cotit care realizează deplasarea la un moment dat a barelor de număr par într-un sens iar a barelor de număr impar în sensul opus. In fig. 7.30 este prezentat un grătar format din

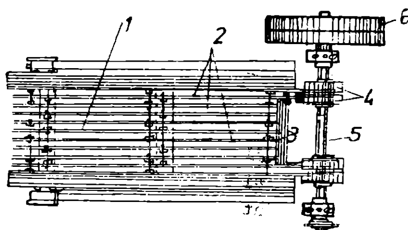


Fig. 7.30.
Grătar cu bare mobile.

barele (1) , de ordin impar, din barele (2), de ordin par, din piesele de legătură (3), excentricele (4), arborele de acționare (5) și roata de transmisie (6).

Montarea barelor într-un plan înclinat cu 10 - 15° și mișcarea lor alternativă ușurează deplasarea materialului pe suprafața de separare, mărind eficacitatea utilajului.

Ciururi rotative. Aceste ciururi au forma de tambur rotativ cu secțiune circulară sau poligonală. Suprafața de

separare este din tablă perforată sau sîrmă împletită. Tamburul este uşor înclinat faţă de orizontală. Materialul se deplasează atît în lungul tamburului datorită pantei lui, cît şi pe circunferinţa interioară a tamburului datorită rotaţiei sale. In timpul acestei mişcări a materialului, particulele de diferite dimensiuni trec prin orificiile cu dimensiuni variabile de pe circunferinţa tamburului, obţinîndu-se mai multe fracţiuni granulometrice. Un astfel de ciur este prezentat în fig. 7.31. Există şi ciururi rotative cu mai multe tambure coaxiale, fiecare avînd pe suprafaţa de separare deschideri de o anumită mărime, tamburul cu deschiderile cele mai mari fiind montat cel mai interior. Aceste aparate sînt mai compacte şi au eficacitate mai mare.

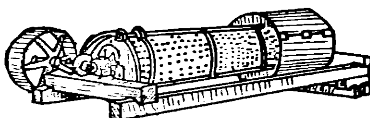


Fig. 7.31.
Ciur rotativ.

Ciururi şi site oscilante. Sînt construite din una sau mai multe rame dispuse în etaje, de care sînt fixate suprafeţele de cernere (table perforate, împletituri de sîrmă sau textile), care execută o mişcare de oscilaţie. Cea mai mare răspîndire o au ciururile şi sitele cu oscilaţiile în plan vertical. In fig. 7.32 este prezentată o sită scilantă cu un singur etaj. Pe cadrul (1) sînt montate lagărele (2) ale arborelui cu excentric (3). Pe arborele (3) este suspendată rama (4) a sitei (5). La extremităţi rama (4) este suspendată lateral pe arcurile elicoidale (6). Arborele cu excentric este acţionat de motorul electric (7), prin intermediul unei transmisii cu

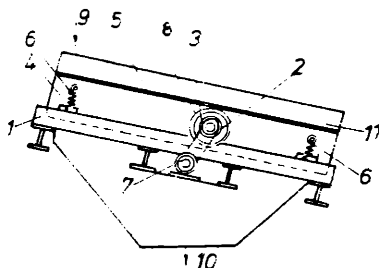


Fig. 7.32.
Ciur oscilant.

curele trapezoidale. Pe volantul (8) pot fi montate contragreutăți pentru echilibrarea forței centrifuge și atenuarea vibrațiilor cadrului fix. Materialul, introdus la capătul mai ridicat al ramei (4), se deplasează în salturi pe suprafața sitei. Particulele cu dimensiuni mai mici ajung la ochiurile sitei și trec prin acestea, obținîndu-se produsul (10), iar cele ce nu trec prin ochiuri sînt evacuate prin deschiderea (11) de la capătul mai coborît al sitei. Ciururile și sitele oscilante au lungimi cuprinse între 1,5 - 6 m, lățimi între 0,5 - 2 m, un număr de oscilații de 60 - 400 curse/minut ; lungimea cursei 50 - 225 mm ; puterea consumată 0,005 - 0,01 kW/m^2 suprafață de cernere, productivitatea specifică 0,5 - 2 t/hm^2 suprafață de cernere cu deschiderea de 1 mm.

Avantajele ciururilor și sitelor oscilante față de cele rotative sînt : gradul de utilizare a suprafeței de cernere

este mai mare, reparații ușoare, spațiul de montaj mai redus. Principalul lor dezavantaj este determinat de vibrațiile mari care se produc, fapt ce impune fundații independente de ale clădirii în care se amplasează.

Există și ciururi și site vibratoare care se deosebesc de cele oscilante prin aceea că sita execută vibrații pe direcția normală la suprafața de cernere. Vibrațiile pot fi produse mecanic sau electromagnetic. Acestea au productivitate mai mare decît ciururile și sitele oscilante și consum de energie mai mic. Pentru deplasarea materialului pe sită, ramele au o înclinație mai mare, de 30 - 40° față de 10 - 15° la ciururile și sitele oscilante.

7.2.3. Clasarea pneumatică

Se folosește atunci cînd materialul conține, alături de particule mai mari și particule extrem de fine (pulbere). In această situație este preferabilă clasarea pneumatică care se bazează pe antrenarea diferențiată a particulelor într-un curent de aer. Utilajele pentru clasarea pneumatică se numesc separatoare pneumatice și sînt de diferite tipuri :

- separatoare pneumatice cu recirculare de aer ;
- separatoare pneumatice cu trecere directă a aerului ;
- separatoare pneumatice în zig-zag.

In fig. 7.33 este prezentat separatorul pneumatic cu recirculare de aer. Materialul este alimentat prin pîlnia (1)

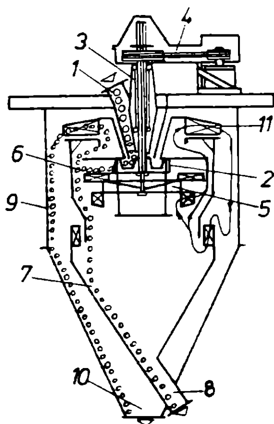


Fig. 7.33.
Separator pneumatic cu recirculare de aer.

şi cade pe discul rotativ (2) fixat pe un arbore vertical (3), acţionat în rotaţie prin transmisia cu curea trapezoidală (4). Tot pe arborele (3), sub discul (2) este montat un sistem de palete (5), care acţionează ca un ventilator.

Forţa centrifugă, creată prin rotirea discului, antrenează materialul şi îl proiectează spre peretele părţii cilindrice (6) ; particulele grosiere prin ciocnirea cu peretele pierd energia lor cinetică şi nu mai pot fi antrenate de aer, căzînd la partea inferioară a conului (7), de unde sînt evacuate prin deschiderea (8). Particulele fine, antrenate de curentul de aer refulat de ventilator, ajung în spaţiul dintre cilindrii (6) şi (9), unde viteza aerului scade şi fracţiunea fină cade spre deschiderea de evacuare (10). Aerul din spaţiul inelar este aspirat de ventilatorul (5) şi recirculat. Gradul de separare al aparatului poate fi modificat prin reglarea paletelor (11). Dimensiunile particulelor fine separate sînt cuprinse între 35 - 220 μ .

În fig. 7.34 este prezentat <u>separatorul pneumatic în zig-zag</u>. Materialul este introdus în separator prin pîlnia (1),

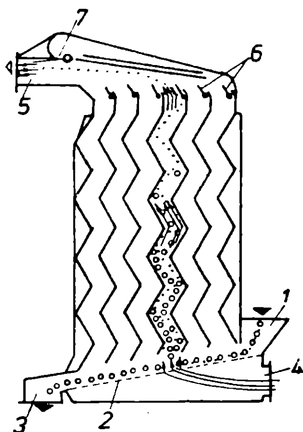


Fig. 7.34.
Separator pneumatic în zig-zag .

deasupra grătarului înclinat (2). Particulele grosiere alunecă pe suprafaţa grătarului şi ies prin deschiderea (3). Aerul introdus prin racordul (4) antrenează particulele fine şi medii pe un traseu în zig-zag. Particulele cu dimensiuni medii pierd din viteză şi reajung pe grătar, iar cele fine sînt antrenate spre gura de evacuare (5) şi de aici la un ciclon.

Gradul de separare al aparatului poate fi modificat prin reglarea jaluzelelor (6), iar viteza aerului în aparat se reglează cu ajutorul clapetei (7).

Separatorul pneumatic în zig-zag are o construcţie robustă, compactă şi prezintă multă siguranţă în exploatare.

7.2.4. Exploatarea separatoarelor. Protecţia muncii

Exploatarea în bune condiţii a utulajelor de separare presupune verificarea permanentă a funcţionării acestora fără şocuri sau vibraţii ; verificarea fixării utilajului pe fundaţie şi verificarea ungerii şi a nivelului de ulei în cutia de

de ungere.

Pentru evitarea accidentelor de muncă în exploatarea separatoarelor în timpul funcţionării acestora se vor respecta o serie de măsuri de protecţie.

Cernerea substanţelor toxice şi a celor puternic agresive sau colorate se va realiza în boxe etanşe cu alimentare şi comandă din exterior. Sitele vor fi alimentate direct de la moară.

Este interzisă manipularea manuală a substanţelor toxice, iritante, inflamabile sau explozive.

Camerele de cernere vor avea pardoseli sclivisite, pereţi vopsiţi cu vopsele ce se pot spăla cu apă şi vor avea instalaţii de absorbţie locală a prafului şi instalaţii de ventilaţie locală şi generală eficientă.

7.3. TRANSPORTUL MATERIALELOR SOLIDE

7.3.1. Consideraţii generale

Transportul materialelor solide într-o unitate industrială cuprinde două aspecte: a) transportul extern, care presupune aprovizionarea depozitelor întreprinderii cu materii prime din exterior, şi b) transportul intern, care se referă la deplasarea materialelor între secţiile de fabricaţie sau în interiorul unei singure secţii.

Transportul exterior şi intre secţii este, cel mai adesea, discontinuu şi el se face în conformitate cu graficul de aprovizionare al întreprinderii şi secţiilor.

Transportul în interiorul unei secţii poate fi continuu sau discontinuu şi el constituie o fază a procesului tehnologic.

In acest capitol se tratează acest ultim aspect al transportului materialelor solide.

7.3.2. Alegerea tipului de transportor

Alegerea utilajului de transport este de cele mai multe ori problema cheie în eficienţa transportului, cu consecinţe importante asupra preţului de cost. Decizia în privinţa alegerii tipului de transportor se ia în funcţie de o serie de factori, cum ar fi : debitul de material, lungimea şi înălţimea pe care se face transportul, caracteristicile materialului şi condiţiile de transport. Corelarea corectă a factorilor

menționați face ca alegerea tipului adecvat de transportor să implice o experiență îndelungată.

In continuare se prezintă principalii factori de care trebuie să se țină seama la alegerea tipului de utilaj de transport.

a) Debitul de material. Acesta poate varia în limite foarte largi. Un registru larg de capacități de transport îl au transportoarele cu bandă care se construiesc de dimensiuni și viteze de mișcare diferite. La polul opus se situează transportoarele elicoidale care au capacitați de transport limitate.

b) Distanța pe care se face transportul. Cu cît distanța este mai mare, cu atît este mai limitat tipul de transportoare care pot fi folosite. De exemplu, transportoarele cu bandă pot fi folosite pînă la distanțe de cițiva Kilometri, cele pneumatice pe distanțe de cîteva sute de metri, iar cele vibratoare pîna la cîteva zeci de metri.

c) Inălțimea pe care se face transportul limitează, de asemenea, tipurile de transportoare care pot fi utilizate. Cel mai economic tip de transportor pentru ridicarea materialelor este elevatorul cu cupe.

d) Caracteristicile materialelor. Cel mai frecvent, materialele transportate în flux continuu sînt materialele vărsate. Din acest motiv în continuare se vor prezenta principalele caracteristici ale acestor materiale și modul cum acestea influențează alegerea tipului de transportor.

1. Granulația. Un material vărsat este format din granule de diferite forme și dimensiuni. In general fiecare

granulă are o formă neregulată, dimensiunile ei fiind caracterizate prin lungime, lățime și înălțime. Uneori granula poate fi caracterizată prin dimensiunea sa maximă. Se consideră un material format din granule de formă paralelipipedică dar de dimensiuni diferite (fig. 7.35).

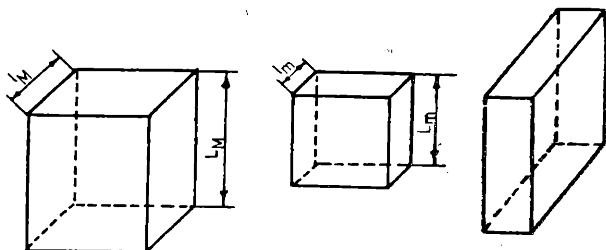


Fig. 7.35.

In fig.7.35., L_M este dimensiunea cea mai mare a granulei mari, l_M este dimensiunea ei cea mai mică, L_m este dimensiunea cea mai mare iar l_m dimensiunea cea mai mică a granulelor mici.

Un material conținînd granule care îndeplinesc condiția $L_M/l_M < 2,5$ se numește <u>clasat.</u> La materialele clasate granulația caracteristică, $\bar{G}_r$, este dată de relația :

$$G_r = \frac{L_M + l_m}{2} \qquad (7.37)$$

Cînd materialul este format din granule la care raportul $L_M/l_m > 2,5$, el se zice că este <u>amestecat.</u>

La materialele amestecate, granulația caracteristică este dată de dimensiunea maximă a granulelor L_M, dacă aceasta reprezintă peste 10 % din masa totală a materialului sau $0,8L_M$ dacă granulele mari reprezintă mai puțin de 10 % din masa

totală a materialului.

După mărimea granulației caracteristice, materialele vărsate se clasifică astfel :

- bulgări, cînd $G_r > 160$ mm ;
- bucăți mijlocii, pentru : $60 < G_r < 160$ mm ;
- mărunt, pentru : $10 < G_r < 60$ mm ;
- fin, pentru : $0,5 < G_r < 10$ mm ;
- pulbere, pentru : $G_r < 0,5$ mm.

Granulația influențează în special proprietățile de curgere ale materialelor prin alimentatoarele transportoarelor și, de asemenea, tipul suprafeței de transport : bandă plană, bandă în formă de jgheab etc.

2. Densitatea și densitatea volumetrică, determină în special dispozitivele de susținere a organului de transport (de exemplu dimensiunile rolelor de susținere și distanța dintre acestea la transportoarele cu bandă).

3. Unghiul de taluz natural. Este unghiul pe care îl face panta unui material așezat ușor, cu o suprafață orizontală. El determină în special forma pe care o ia materialul pe suprafața transportoare. Cînd aceasta din urmă este în mișcare, unghiul de taluz natural este circa 0,7 din cel în repaus. Unghiul de taluz natural condiționează, de asemenea, înclinația planului suprafeței de transport.

4. Coeficientul de frecare al unui material pe o suprafață din oțel, cauciuc, lemn etc., este tangenta unghiului pe care îl face planul suprafeței cu orizontala cînd materialul începe să alunece de pe suprafață. Valoarea unghiului în această situație se numește unghi de frecare. Unghiul de frecare, de-

termină, împreună cu unghiul de taluz natural, înclinația suprafeței transportoare.

In afară de caracteristicile amintite, alegerea unui transportor mai poate fi influențată și de alte proprietăți ale materialului transportat, cum ar fi : abrazivitatea, tendința de aglomerare sau de aderare la suprafața transportoare, agresivitatea chimică, temperatura etc.

7.3.3. Tipuri de utilaje pentru transport

Clasificarea utilajelor de transport se face în general în baza următoarelor criterii :

- regimul de lucru (acțiune continuă sau discontinuă) ;
- direcția de deplasare a materialului (pe orizontală, pe verticală, combinat etc.) ;
- tipuri constructive.

Un criteriu unic de clasificare nu se poate utiliza, totuși cel mai adesea, clasificarea se face după modul de lucru, în următoarele categorii :

A). Transportoare cu organ flexibil de tracțiune din care fac parte :

- transportoare cu bandă ;
- transportoare cu plăci ;
- transportoare cu racleți ;
- elevatoare.

B). Transportoare fără organ flexibil de tracțiune din care fac parte :

- transportoare elicoidale sau cu şnec ;
- transportoare oscilante ;
- transportoare vibratoare ;
- transportoare pneumatice ;
- rigole pneumatice.

Toate tipurile menţionate servesc pentru transportul continuu al materialelor. Pentru transportul discontinuu se folosesc utilaje cu sau fără şină ca : vagonete, cărucioare, electrocare,etc.

7.3.3.1. Transportoare cu bandă

Aceste transportoare (fig. 7.36) au o bandă flexibilă fără sfîrşit, confecţionată din materiale textile impregnate, cauciuc cu inserţii de bumbac, materiale plastice, împletituri de sîrmă, benzi de oţel etc. Banda este întinsă pe două tambure dintre care cel amplasat în faţă (în sensul de înaintare al benzii) se numeşte tambur de antrenare (acţionare) iar celălalt, aflat la capătul din spate, se numeşte tambur de întindere. Pentru a se evita deformarea, sub greutatea materialului,banda este susţinută pe role.

Prin acţionarea în rotaţie a tamburului de antrenare, banda este pusă în mişcare şi transportă materialul dinspre capătul din spate spre tamburul de antrenare, descărcarea făcîndu-se în puncte prestabilite cu dispozitive speciale sau prin cădere liberă la capătul din faţă. Transportorul mai este prevăzut cu dispozitive de întindere şi de frînare a benzii,

dispozitive de modificare a unghiului de înclinație a benzii și unul sau două tambure auxiliare servind pentru mărirea unghiului de înfășurare a benzii pe tamburul de antrenare.

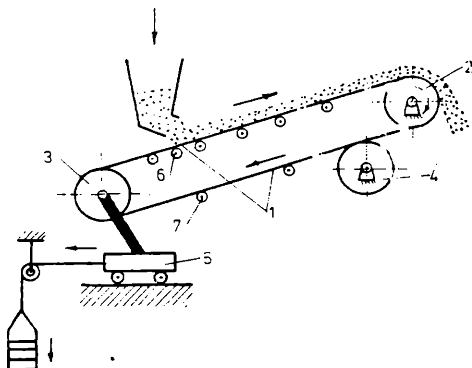


Fig. 7.36.
Transportor cu bandă.
1 - bandă transportoare ; 2 - tambur de antrenare ;
3 - tambur de întindere ; 4. tambur auxiliar ;
5 - dispozitiv cu contragreutate pentru întinderea benzii ; 6,7 - role de susținere a benzii.

Transportoarele cu bandă au o utilizare extrem de variată: pot transporta materiale în unități distincte (colete, bulgări, cărămizi etc.), materiale granulare sau pulverulente, pe distanța variind de la cîțiva metri pînă la 10 Km ; productivitatea lor ajunge pînă la 5000 t/h, iar viteza de înaintare a benzii pînă la 5 m/s. Pot transporta materiale în planuri diferite cînd banda este înclinată, obișnuit la 18 - 20° și, maxim, la 30°. Au o funcționare liniștită și deservire ușoară.

Costul de investiții al transportoarelor cu bandă este în general ridicat și numai o exploatare rațională îl poate face eficient.

Principalele dezavantaje ale transportoarelor cu bandă sînt :

- temperatura materialului transportat nu poate depăși 100°C în cazul benzilor nemetalice ;
- nu pot fi adaptate (decît în cazuri speciale) pentru unele operații ca : răcirea, încălzirea, uscarea, amestecarea materialului, concomitent cu transportul.

7.3.3.1.1. Caracteristici constructive și recomandări privind exploatarea transportoarelor cu bandă

Banda transportoare se alege ținînd cont de caracteristicile de transport ale materialului (densitate, densitate volumică, granulație, abraziune, tendința de aderare la bandă etc.), Benzile de bumbac și cînepă sînt ieftine dar se folosesc pentru materiale ușoare și uscate. In încăperi umede sau pentru materiale umede se aleg benzi de balata sau de cauciuc. Pentru a-i mări rezistența la întindere și durata de funcționare, banda de cauciuc se execută cu inserții din fire de bumbac sau fire sintetice. Inserția se prezintă ca o țesătură suprapusă în straturi și avînd intercalate straturi de

cauciuc de diferite grosimi. Grosimea stratului de cauciuc pe fața benzii în contact cu materialul este mai mare decît pe fața opusă și se ia funcție de granulația și abrazivitatea materialului transportat. Valorile acestei grosimi sînt cuprinse între 1,5 - 4 mm. Pentru materiale dure, materiale cu muchii ascuțite sau materiale cu temperatură ridicată se aleg benzi din oțel de 0,8 - 1 mm grosime.

Lățimea benzilor este standardizată și variază între 400 - 2000 mm.

Capul de antrenare constă din tamburul de antrenare (acționare) și sistemul de transmitere a mișcării : motor - reductor - transmisie cu lanț sau curele trapezoidale. Tamburul de antrenare se confecționează din oțel sau fontă și se montează prin pană pe un arbore care lucrează în două lagăre fixe, pe scheletul metalic al corpului de antrenare. Pentru a mări aderența dintre bandă și tambur, acesta din urmă este de obicei acoperit cu piele, cauciuc sau lemn. Unghiul de înfășurare a benzii pe tamburul de acționare se ia, de obicei, puțin mai mare de 180° la transportoarele scurte și de 210 - 270° la transportoarele lungi. Pentru a mări unghiul de înfășurare a benzii se folosesc unul sau două tambure auxiliare.

Capul de întoarcere sau de întindere este compus dintr-un tambur asemănător cu cel de acționare, cu deosebirea că este montat pe un arbore iar acesta la rîndul său este montat pe doi suporți care glisează într-un cadru, sau pe un cărucior pus în legătură cu un sistem de contragreutăți. Dacă din anumite motive întinderea benzii nu se poate face la capătul ei din spate, sistemul de întindere este amplasat spre tamburul

antrenare pe porţiunea de întoarcere a benzii. In acest caz banda este întinsă pe verticală.

Rolele de susţinere sînt elemente de susţinere a benzii între cele două tambure. Partea benzii purtătoare de material este susţinută pe role care pot fi drepte sau - pentru a mări productivitatea transportorului şi pentru a evita pierderile de material - astfel aşezate, încît banda să formeze un jgheab (v. fig. 7.37). Partea inferioară a benzii (de întoarcere) este menţinută pe role drepte.

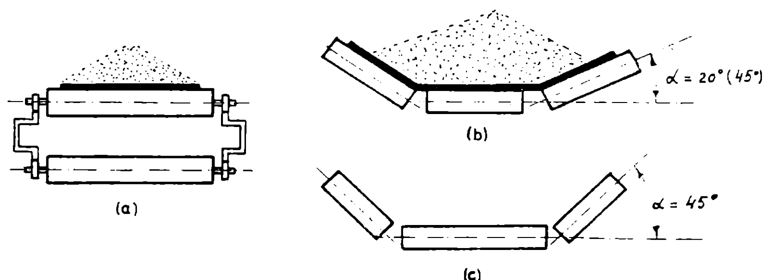


Fig. 7.37.
Sisteme de role de susţinere.
a - rolă dreaptă ; b - role egale înclinate la 20° sau la 45° ;
c - role inegale, înclinate la 45°.

In general lăţimea benzii este mai mică decît lăţimea rolelor dar, la benzile din oţel care sînt suficient de rigide, raportul poate fi inversat. La acestea din urmă este posibilă descărcarea completă a benzii de materialul umed sau lipicios, cu un răzuitor simplu sau dublu de forma unui fier de plug.

Distanţa dintre rolele care susţin partea purtătoare a benzii se alege în funcţie de caracteristicile materialului transportat (în special dimensiunile şi densitatea). Se recomandă ca în dreptul alimentării distanţa dintre role să fie cît mai mică (400 - 600 mm) şi mai mare dar egală pentru restul porţiunii de bandă. Distanţa dintre rolele care susţin porţiunea de întoarcere este mai mare (se ia de obicei de două ori mai mare decît distanţa dintre rolele superioare).

Dispozitive de încărcare. Servesc pentru aducerea materialului pe bandă. Sînt pîlnii sau buncăre confecţionate din tablă, lemn sau beton, fixe sau care se deplasează pe cărucioare de-a lungul benzii. Intre pîlnie şi bandă se pun ghidaje din tablă sau lemn, prevăzute cu şorţuri de cauciuc. Ghidajele şi şorţurile contribuie la curgerea liniştită a materialului pe bandă evitînd pierderile şi atenuînd şocurile materialului cu banda. Socurile, în special în cazul materialelor abrazive, provoacă uzura rapidă a benzii. Ghidajele sînt astfel orientate, încît să imprime materialului mişcarea în sensul de deplasare a benzii ; ideal ar fi ca materialul să ajungă pe bandă în sensul şi cu o viteză egală cu aceea de mişcare a benzii. Tot pentru a se evita şocurile provocate de bucăţile mari de material, este de dorit ca acestea să nu cadă direct pe bandă ci, pe un strat de material mai mărunt. Acest deziderat se poate realiza prin amplasarea la gura alimentatorului a unui ciur sau a unui grătar ; prin ciur sau prin grătar vor curge mai întîi particulele mai mici şi în final cele mai mari. Uneori acelaşi efect îl are simpla crestare a gurii dispozitivului de alimentare.

Dispozitive de descărcare. Acestea pot fi fixe sau mobile. Dispozitivele fixe au în general forma unui plug, simplu sau dublu ; cele mobile pot fi tot în formă de plug care este însă montat pe un cărucior mobil. Uneori, în locul plugurilor, pe căruciorul mobil sînt amplasate două tambure care obligă banda să facă o întoarcere. In acest fel materialul cade liber într-o pîlnie, de unde prin două conducte largi (burlane) ajunge de o parte şi de alta a benzii. Deplasînd căruciorul, materialul poate fi descărcat în puncte prestabilite. Sistemul descărcării controlate este necesar mai ales în cazul materialelor a căror înălţime de depozitare este limitată de proprietăţile materialului. De exemplu, în cazul piritei măcinate poate apărea compactizarea, tasarea, degradarea sub acţiunea greutăţii proprii. In industria materialelor de construcţii se foloseşte atît sistemul descărcării controlate cît şi acela prin cădere liberă, la capătul benzii.

In afara părţilor principale menţionate, transportoarele cu bandă mai au curăţitoare care îndepărtează materialul ce se lipeşte de bandă şi dispozitive de frînare, care au drept scop evitarea schimbării sensului de mişcare a benzii înclinate în cazul în care se opreşte motorul.

Pornirea transportorului cu bandă trebuie să se facă în gol, alimentarea se face după intrarea în regim normal de mişcare : oprirea se face după ce se întrerupe alimentarea cu material şi transportorul este complet gol.

7.3.3.1.2. Puterea necesară pentru acționarea transportoarelor cu bandă

Puterea necesară acționării transportorului cu bandă se calculează cu relații semiempirice ca sumă a următoarelor puteri :

$$P_a = f(L + L_o)\ M.g.w \qquad (7.38)$$

$$P_b = f(L + L_o)\ M_m \cdot g \qquad (7.39)$$

$$P_c = M_m \cdot g \cdot \Delta h \qquad (7.40)$$

Deci : $$P = P_a+P_b+P_c = f.g(L+L_o)(M.w+M_m)+M_m.g.\Delta h \qquad (7.41)$$

In relațiile (7.38 - 7.41) mărimile au următoarele semnificații:

P - puterea necesară pentru acționarea transportorului ;

P_a - puterea necesară pentru acționarea benzii fără material ;

P_b - puterea necesară pentru transportul orizontal al materialului ;

P_c - puterea necesară ridicării materialului la o diferență de înălțime Δh ;

f - factor de frecare (f = 0,05 pentru lagăre paliere și f = 0,03 pentru lagăre cu bile) ;

g - constanta accelerației gravitaționale ;

L - lungimea transportorului între axele tamburelor extreme ;

L_o - constantă ce ține cont de frecarea în lagăre (L_o = 30, pentru lagăre paliere și L_o = 45 pentru cele cu bile) ;

M - masa pieselor în mişcare (inclusiv banda şi rolele purtătoare) raportată la distanţa L dintre tamburele extreme ;

w - viteza benzii ;

M_m debitul masic de material transportat.

In relaţiile prezentate P, P_a, P_b şi P_c sînt exprimate în Watt ; h, L şi L_o în m ; M în Kg/m ; w în m/s iar M_m în Kg/s.

7.3.3.2. Transportoare cu plăci

Aceste transportoare se aseamănă constructiv şi funcţional cu transportoarele cu bandă, deosebindu-se de acestea prin aceea că banda este formată din plăci metalice sau din lemn montate pe două lanţuri articulate. Pentru materialele uşoare, plăcile sînt fixate pe un singur lanţ. Fixarea plăcilor metalice sau din lemn, pe lanţuri se face prin intermediul unei eclise sau a unei zale speciale. Acţionarea şi întinderea lanţurilor de tracţiune se face prin intermediul unor roţi dinţate fixate pe arborele de acţionare şi pe cel de întindere. Susţinerea lanţurilor cu banda, de-a lungul transportului, se face pe role care lucrează pe căi de rulare (şine) fixate pe scheletul metalic al transportorului).

Transportoarele cu plăci se construiesc în trei variante:

- cu borduri fixe ;
- cu borduri mobile ;
- fără borduri.

Bordura are rolul de a se evita căderea materialelor de pe

bandă.

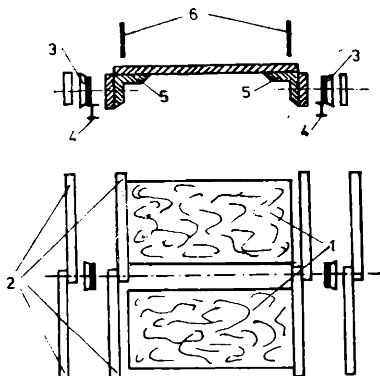


Fig. 7.38.
Transportor cu plăci.
1 - plăci ; 2 - eclise ; 3 - role de sprijin ;
4 - şină ; 5 - colţare de fixare a plăcii de eclisă ; 6 - bordură fixă.

Dispozitivele de încărcare sînt similare cu cele de la transportoarele cu bandă continuă.

Dispozitivele de descărcare în puncte prestabilite se folosesc numai la cele fără bordură ; la transportoarele cu bordură descărcarea se face numai la capăt.

Datorită construcţiei relativ complicate, a consumului mare de material necesar construcţiei şi a unui consum mare de energie, transportoarele cu plăci se utilizează în special în condiţiile unui regim de lucru greu.

7.3.3.3. Transportoare cu raclete

Un transportor cu raclete constă din unul sau mai multe lanţuri fără sfîrşit de care sînt fixate la intervale egale nişte plăci numite raclete. Materialul se toarnă printr-o gură de alimentare într-un jgheab prin care racletele îl împing spre punctele de descărcare (vane de fund sau capace deschise la fundul jgheabului). Racletele pot fi montate deasupra, la mijlocul sau sub lanţul transportorului. Cînd sînt montate deasupra lanţului ele au formă dreptunghiulară iar cînd sînt montate la mijloc sau sub lanţ, racletele sînt rotunjite sau decupate după forma jgheabului, acesta din urmă poate fi de formă dreptunghiulară, trapezoidală sau semirotundă.

Racletele pot avea suprafaţa dreaptă sau puţin concavă. Marginile lor sînt întărite, constructiv, pentru a rezista la uzura prin frecare cu materialul ; în acelaşi scop, uneori, marginile sînt subansamble speciale din materiale dure sau din cauciuc care se pot schimba după uzare. Intre palete şi jgheab se lasă un joc de 3 - 6 mm. Viteza de înaintare a lanţului este de 0,2 - 1 m/s.

Transportorul cu raclete sau palete este economic pentru debite de 8 - 15 t/h şi pe distanţe scurte (15 - 30 m). Prezintă următoarele avantaje : construcţie economică, încărcare şi descărcare uşoară, schimbare uşoară a direcţiei de transport. Are însă şi mari dezavantaje : consum mare de energie, uzură mare, funcţionare cu zgomot, degradarea materialului

transportat prin frecare şi strivire între palete şi jgheab.

7.3.3.4. Transportoare elicoidale (cu şnec)

Sînt transportoarele cele mai vechi şi mai variate din punct de vedere constructiv. Un asemenea transportor constă dintr-un şurub elicoidal (şnec) care se roteşte înte-un jgheab aproximativ semieliptic în secţiune.

Surubul elicoidal este realizat prin unul din următoarele procedee (fig. 7.39):

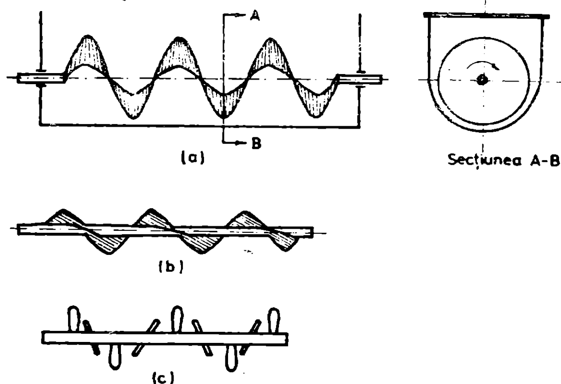


Fig. 7.39.
Transportoare cu şnec.
a - bandă torsionată ; b - bandă spiralată pe arbore sau ţeavă ; c - palete (raclete) dispuse în formă de elice.

- o bandă din oţel este torsionată obţinîndu-se o spirală ;
- pe o ţeavă sau pe un arbore sînt asamblate o serie de raclete (în acest caz spirala este discontinuă) ;
- pe ţeavă sau pe arbore se înfăşoară în formă de spirală o bandă continuă sau discontinuă din oţel.

Arborele transportorului este susţinut de paliere aşezate la distanţe de 2,5 - 3,5 m. Snecul este acţionat la unul din capete de o curea cu roată fixă sau de un angrenaj cu roţi conice.

Materialul este adus în jgheabul şnecului şi este preluat de spirele acestuia. Descărcarea se face tot de către spirele şnecului unei deschideri.

Productivitatea unui transportor cu şnec nu depăşeşte, în general, 300 m^3/h şi depinde de diametrul spirei, D, de pasul acesteia, s, de turaţia n, şi de coeficientul de umplere φ :

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} s.n.\varphi \quad , m^3/s \qquad (7.42)$$

sau :

$$G_s = \rho \frac{\pi D^2}{4} s.n.\varphi \quad , Kg/s \qquad (7.43)$$

unde ρ este densitatea materialului în Kg/m^3.

Pe lîngă rolul de transportor, şnecul poate fi adaptat şi pentru alte operaţii ca : amestecare, încălzire, răcire, uscare etc. In vederea răcirii sau încălzirii, agenţii termici circulă fie prin interiorul arborelui (gol în interior) fie printr-o manta cu care este prevăzut jgheabul.

Snecul cu pas mic poate fi utilizat şi pentru transportul înclinat sau pe verticală. Dacă racletele sînt cu pas variabil sau cu diametru variabil (mai mic în zona de alimentare),

şnecul poate servi şi ca dozator atunci cînd este necesar un control riguros al debitului de material.

Transportorul cu melo poate fi uşor izolat de atmosfera înconjurătoare, cînd este necesar un climat deosebit pentru transport, poate lucra la vid, la presiune, la temperatură ridicată sau coborîtă.

In exploatarea transportoarelor cu şnec o atenţie deosebită trebuie acordată încărcării jgheabului, de exemplu, cînd se lucrează cu materiale dificile, încărcarea jgheabului trebuie menţinută la un nivel mic (φ mic) pentru a se evita blocarea lagărelor de susţinere a arborelui şnecului.

Dacă şnecul are turaţie mică şi viteza periferică a racletelor este mică, la turaţii mari apar însă eforturi mari care uzează racletele. Incovenientul este atenuat prin întărirea marginilor racletelor. Aceasta se realizeaza prin aplicarea pe muchii a unor segmente dure, detaşabile, prin acoperire cu cauciuc sau prin executarea paletelor din oţeluri speciale, rezistente.

Puterea necesară pentru transport este dată de două componente : cea necesară pentru mers în gol şi aceea pentru deplasarea materialului. Prima componentă depinde de lungimea transportorului, viteza de rotaţie şi frecarea în lagăre; a doua componentă depinde de debitul masic de material, lungimea de transport, coeficientul de umplere a jgheabului, frecarea internă şi frecarea cu subansamblele transportorului.

Pentru calcule aproximative se poate folosi pentru puterea necesară relaţia :

$$P = \frac{G_s \cdot g \cdot L \cdot k_o}{\eta_n}, W \qquad (7.44)$$

In relaţia (7.44) mărimile au următoarea semnificaţie :

P - puterea necesară ;

G_s - debitul masic de material, în Kg/s ;

g - constanta acceleraţiei gravitaţionale, în m/s^2 ;

L - lungimea transportorului, în m ;

K_o - coeficient global de rezistenţă (k_o = 2,5 pentru cărbune, ciment, sare etc. şi k_o = 4, pentru cenuşă, nisip etc.);

η_n - randamentul transmisiei.

Transportoarele cu şnec au o construcţie relativ simplă şi permit descărcarea uşoară a materialului, ceea ce determină un cost redus al instalării şi supravegherii. Dezavantajele acestor transportoare sînt : consum mare de energie datorită frecărilor interioare şi a frecărilor materialului cu jgheabul şi degradarea materialului prin mărunţire în timpul transportului.

7.3.3.5. Elevatoare cu cupe

Un elevator este format din unul sau două lanţuri fără sfîrşit pe care sînt fixate cupe. Antrenarea se face printr-o roată dinţată de antrenare ; transportorul este ţinut întins printr-o roată dinţată de întindere montată, de obicei, în partea de jos. Intreg ansamblul este închis într-o carcasă pentru a se evita răspîndirea prafului.

Cupele iau materialul dintr-un jgheab de la capătul

inferior şi îl ridică spre partea superioară unde se face descărcarea. Inălţimea de transport este cuprinsă între 5 şi 25 m ; viteza de lucru este de 0,4 - 2,5 m/s, iar debitul de 10 - 120 tone/oră.

Elevatoarele cu cupe se construiesc în trei variante : cu descărcare centrifugă, cu descărcare gravitaţională şi cu descărcare continuă (fig. 7.40).

7.3.3.5.1. Elevatoare cu descărcare centrifugă

Aceste elevatoare au cupele destul de distanţate între ele şi viteza de ridicare destul de mare, pentru a da posibilitatea descărcării materialului sub acţiunea forţei centrifuge atunci cînd cupa se întoarce la partea superioară (fig. 7.40 a). Elevatorul cu descărcare centrifugă este ieftin dar are debite mici şi serveşte pentru materiale pulverulente sau granulare fiind contraindicate pentru materiale viscoase, lipicioase şi abrazive.

7.3.3.5.2. Elevatoare cu descărcare gravitaţională

La aceste transportoare descărcarea se face prin răsturnarea completă a cupelor prin montarea sub roata superioară a

unei a doua roţi de ghidare (fig. 7.40.b). Ele servesc pentru materiale care curg greu.

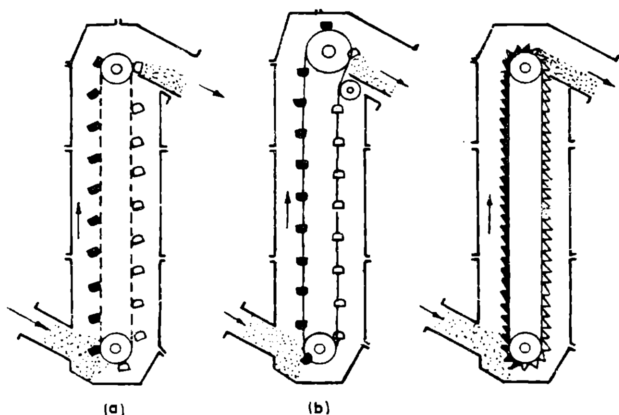


Fig. 7.40.
Elevatoare cu cupe.
a - cu descărcare centrifugă ; b - cu descărcare gravitaţională ; c - cu descărcare continuă.

7.3.3.5.3. Elevatoare cu descărcare continuă

Aceste transportoare (fig. 7.40.c) sînt folosite pentru debite mari şi pentru materiale fragile. Cupele sînt fixate una lîngă alta şi sînt astfel confecţionate încît materialul

care se descarcă dintr-o cupă alunecă pe fața exterioară a cupei precedente. Descărcarea se face în mod continuu și fixarea cupelor una lîngă alta asigură productivități mari chiar la viteze mici de deplasare.

7.3.3.6. Transportoare oscilante și vibratoare

Partea principală a transportoarelor din această categorie o constituie jgheabul căruia i se imprimă prin mecanismul de acționare o mișcare oscilantă sau vibratoare.

Deplasarea materialului pe jgheab se realizează astfel : la mișcarea jgheabului într-un sens, forța de aderență dintre material și acesta este mai mare decît forța rezistentă, iar la mișcarea în sens opus, forța de aderență devine insuficientă pentru a menține materialul în contact cu suprafața, și materialul alunecă pe jgheab deplasîndu-se în virtutea inerției de la alimentare spre evacuare.

In fig. (7.41) este prezentat schematic un astfel de transportor. Jgneabul (1) este fixat pe suporții elastici (2) și este acționat în mișcare printr-un mecanism bielă - manivelă (3). Raza manivelei este mică (de 10 - 20 mm), numărul de oscilații este de 300 - 400 / minut.

Se consideră corpul M, de masă, m, care se află pe jgheab. Atîta timp cît corpul nu se deplasează în raport cu jgheabul, el se mișcă solidar cu acesta cu accelerația a . In consecință cînd nu există mișcare relativă a corpului pe

jgheab se poate aplica acestuia forţa de inerţie, m.a. Această forţă se execută perpendicular pe suporţii elastici care fac cu verticala unghiul β. Proiecţia pe orizontală a forţei de inerţie este echilibrată de forţa de aderenţă (R_1.f). La un moment dat acceleraţia jgheabului poate fi atît de mare, încît forţa de aderenţă nu mai poate reţine corpul pe suprafaţă şi el alunecă pe jgheab.

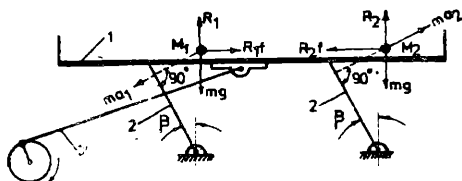


Fig. 7.41.
Transportor oscilant.

Valoarea acceleraţiei la care începe alunecarea corpului pe jgheab se determină din sumarea forţelor ce acţionează asupra lui.

a) <u>Jgheabul se deplasează spre dreapta</u>

Proiectînd pe orizontală forţele care acţionează asupra corpului M_1 rezultă :

$$R_1.f = m.a_1.\cos\beta \qquad (7.45)$$

Din proiecţia pe verticală se obţine :

$$R_1 - m.g - m.a_1.\sin\beta = 0 \qquad (7.46)$$

şi eliminînd pe R_1 din relaţiile (7.45 şi 7.46) rezultă :

$$m.g.f + m.a_1.\sin\beta\ f - m.a_1.\cos\beta = 0 \qquad (7.47)$$

de unde :

$$a_1 = \frac{g.f}{\cos\beta - f \sin\beta} \quad (7.48)$$

In relaţia (7.48) a_1 este acceleraţia jgheabului la care începe alunecarea spre stînga a corpului M_1 ; f este coeficientul de alunecare statică dintre particulă şi jgheab.

b) Jgheabul se deplasează spre stînga

Printr-un calcul similar se obţine :

$$a_2 = \frac{g.f}{\cos\beta + f \sin\beta} \quad (7.49)$$

unde a_2 este acceleraţia jgheabului la care corpul alunecă spre dreapta.

Din relaţiile (7.48) şi (7.49) se observă că $a_1 > a_2$, deoarece $\beta > 0$.

Pentru ca corpul să se deplaseze spre dreapta este necesar ca jgheabul să se deplaseze astfel :

- spre dreapta cu o acceleraţie mai mică decît a_1 (corpul nu va aluneca) ;

- spre stînga cu o acceleraţie mai mare decît a_2 (corpul va aluneca spre dreapta).

Transportoarele care lucrează după schema din figura (7.41) se numesc cu oscilaţii verticale.

Intr-o serie de construcţii, pentru a obţine viteze mai mari, se admite alunecarea materialului în ambele sensuri, dar în aşa fel încît drumul parcurs de material la deplasarea jgheabului într-un sens (de exemplu spre dreapta) să fie mai mic decît drumul parcurs la deplasarea jgheabului în sens opus.

In acest mod funcţionează şi transportorul din fig. 7.42, numit transportor cu oscilaţii longitudinale. Jgheabul (1)

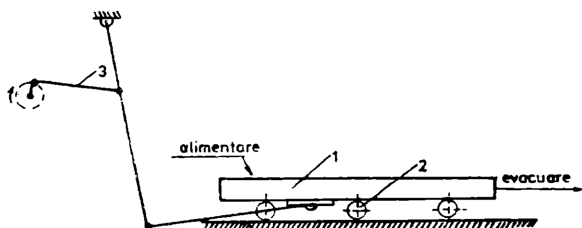


Fig. 7.42.
Transportor cu oscilații longitudinale.

alunecă pe rolele (2). Mișcarea este transmisă prin mecanismul bielă - manivelă (3), de construcție specială. Accelerațiile jgheabului la cele două curse, se calculează cu relațiile (7.48) și (7.49) în care $\beta = 0$. In consecință :

$$|a_1| = |a_2| = g \cdot f \qquad (7.50)$$

Transportoarele vibratoare reprezintă un caz particular al transportoarelor cu oscilații verticale, deosebindu-se de acestea prin numărul mai mare de oscilații (n = 1500 - 3000 rot/min) și prin amplitudinea mică a mișcării (uneori sub 1 mm).

Dispozitivele care imprimă mișcarea vibratorie pot fi mecanice sau electromagnetice.

Transportoarele oscilante și vibratoare servesc pentru transportul materialelor vărsate. Au ca avantaje : construcție simplă, cost de investiție mic. Prezintă și dezavantaje : apariția unor forțe dinamice considerabile care provoacă vibrații în sistemele de sprijin ; productivitate relativ mică (cîteva zeci de tone/oră) ; consum de energie mai mare decît

la transportoarele cu bandă ; imposibilitatea transportului sub un unghi față de orizontală.

7.3.4. Transportul pneumatic

Principiul transportului pneumatic constă în introducerea materialului într-un curent de gaz care-l transportă pînă la locul destinat, unde gazul se separă de material. Deplasarea materialului de către gaz se realizează prin conducte, cu o anumită viteză care poate fi aleasă ținînd seama de următoarele considerații :

- se presupune că gazul se deplasează de jos în sus într-o țeavă verticală, în care se introduce o particulă de material. Asupra particulei acționează forța de gravitație G și forța de presiune dinamică a gazului F_p. In funcție de valoarea acestor forțe sînt posibile trei situații :

a) la viteze mici ale gazului $F_p \ll G$ și particula cade sub acțiunea greutății proprii ;

b) la viteze mari ale gazului $F_p \gg G$ și particula capătă o mișcare ascendentă ;

c) la o anumită viteză a curentului $F_p = G$ și particula se află într-o stare de planare (plutire). Viteza gazului corespunzătoare acestei situații se numește "viteza de planare" și valoarea ei depinde de natura materialului, de dimensiunile și forma particulelor și de interacțiunile dintre particule. Viteza de planare pentru un ansamblu de particule se determină experimental. Pentru realizarea transportului

pneumatic este necesar ca viteza gazului prin conductă să fie cam de două ori mai mare decît viteza de planare. Ea se alege, de obicei, între 15 şi 30 m/s. Viteza gazului transportor se obţine prin realizarea unei diferenţe de presiune între punctul de intrare şi ieşire. Diferenţa de presiune poate fi astfel creata încît presiunea la punctul de ieşire să fie mai mare sau mai mică decît în punctul de intrare. In funcţie de aceasta exista trei tipuri de instalaţii pentru transportul pneumatic:

- instalaţii cu aspiraţie
- instalaţii cu presiune
- instalaţii mixte.

7.3.4.1. Instalaţii de transport pneumatic cu aspiraţie

O instalaţie de acest tip se compune dintr-un ajutaj (1), montat la un capăt al conductei de transport, din spaţiul de descărcare care constă din rezervorul (2), dispozitivul de descărcare (3), separatorul centrifugal (4), filtrul umed (5), separatorul de picături (6) şi suflanta (7) - fig. 7.43).

Aerul aspirat prin ajutaj antrenează particulele de material în spaţiul de descărcare, unde, din cauza micşorării brusce a vitezei, materialul se depune. Din rezervorul de descărcare aerul cu praf intră în separatorul centrifugal unde se mai separă o parte din materialul solid, apoi ajunge în

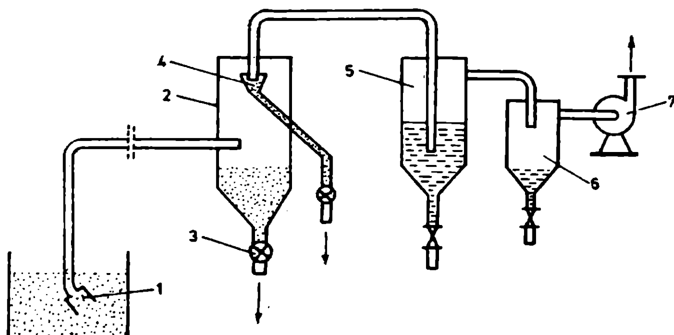


Fig. 7.43.
Instalaţie de transport pneumatic cu aspiraţie.

filtrul umed. Aici, prin barbotare în apă se realizează spălarea aerului de praful pe care-l mai conţine. Din filtrul umed aerul trece în separatorul de picături şi de aici este aspirat de ventilator şi refulat în atmosferă.

La unele instalaţii, cînd nu este necesară purificarea aerului, lipsesc spălătoarele de aer şi separatorul de picături.

7.3.4.2. Instalaţii de transport pneumatic cu presiune

La aceste instalaţii (fig. 7.44) aerul refulat de o maşină de transportat gaze (1), trece prin vasul tampon (2) în

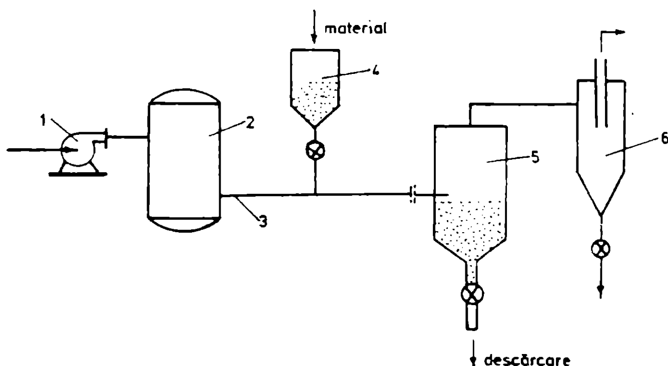


Fig. 7.44.
Instalaţie de transport pneumatic cu ~~aspiraţie~~.

conducta de transport (3) pusă în legătură cu alimentatorul special (4). Materialul preluat de aer este transportat în vasul de descărcare (5). Din vasul (5) aerul trece printr-un sistem de separare a prafului (6) (ciclon, filtru etc.).

Sistemul cu presiune permite să se creeze diferenţe de presiuni mari şi viteze mari de deplasare ale aerului prin conductă. De aici rezultă posibilitatea de a transporta cantităţi mai mari de materiale, cu densităţi relativ mari şi pe distanţe mai lungi decît la sistemele prin aspiraţie.

Dar, spre deosebire de sistemul cu aspiraţie, la care alimentarea în conductă se face prin ajutaj direct din grămadă, la sistemul cu presiune este necesară utilizarea unui alimentator special.

Atunci cînd distanţa de transport este prea mare şi cînd materialul trebuie încărcat din grămadă se utilizează sistemul

mixt, la care instalaţia cu aspiraţie şi cea cu presiune sînt amplasate succesiv.

7.3.4.3. Calculul hidrodinamic al instalaţiilor de transport pneumatic

Pentru calculul unei instalaţii de transport pneumatic se determină viteza de planare după care se admite viteza de antrenare (de obicei aceasta este dublul vitezei de planare). Se adoptă o densitate de încărcare, care reprezintă debitul de material transportat raportat la unitatea de secţiune a conductei. Adoptînd densitatea de încărcare, din debitul de material ce trebuie transportat rezultă secţiunea conductei şi deci diametrul ei. Se admite un coeficient de amestec, definit ca raportul dintre masa materialului transportat şi masa gazului utilizat pentru transport. Cu acest coeficient se calculează debitul volumic de gaz. Se întocmeşte schema instalaţiei de transport şi apoi se face calculul hidrodinamic al sistemului.

Se calculează următoarele căderi de presiune :

- Δp_m - căderea de presiune pentru deplasarea materialului pe porţiunile drepte ale conductei ;

- Δp_i - pierderile de presiune pentru introducerea materialului în conductă şi pentru imprimarea vitezei de antrenare ;

- Δp_c - căderea de presiune în coturi, ramificaţii, schimbări de direcţie etc. ;

- Δp_h - căderea de presiune pentru ridicarea materialului pe porţiunile verticale ;

- Δp_s - pierderea de presiune în separatoarele material - gaz (ciclon, filtru etc.).

In continuare se prezintă relaţiile de calcul pentru căderile de presiune menţionate :

1. Experimental s-a găsit că :

$$\Delta p_m = k_1 \cdot \Delta p_a \qquad (7.51)$$

în care Δp_a reprezintă căderea de presiune la circulaţia prin conductă a gazului fără material, iar :

$$k_1 = 1 + k_2 \, tg\alpha \qquad (7.52)$$

unde : $tg\alpha$ este funcţie de viteza aerului, de concentraţia amestecului şi de alte mărimi. In literatura de specialitate sînt trasate grafice, care dau dependenţa lui $tg\alpha$ de viteza aerului, de forma celor din fig. 7.45 ;

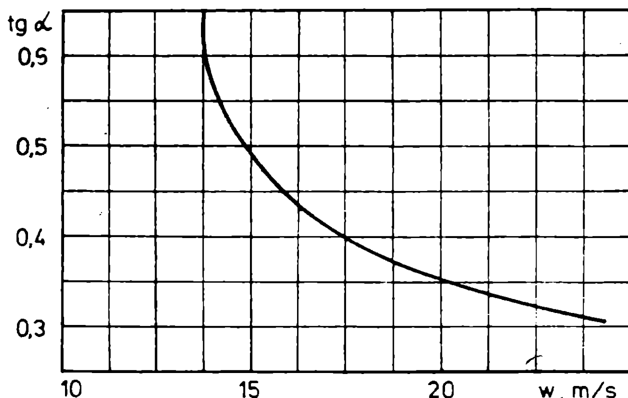


Fig. 7.45.

k_2 este un coeficient care depinde de materialul transportat şi de concentraţia amestecului. Pentru ciment, de exemplu, $k_2 = 22,5 - 60$, cînd transportul se face pe o distanţă de 100 - 600 m într-o instalaţie alimentată cu şnec şi $k_2 = 16 - 45$, la transportul cimentului pe o distanţă de 100 - 600 m, cu alimentator celular.

Pentru instalaţiile de transport pentru distanţe de 20 - 200 m se ia $k_2 = 10 - 35$.

$$2.\ \Delta p_i = (k_3 + k_2 \cdot k_4^2)\rho_a \frac{w_a^2}{2} \qquad (7.53)$$

In relaţia (7.53), $k_3 = 4 \div 14$ (limita superioară se ia pentru valori mici ale lui k_2), iar $k_4 = w_m/w_a = 0,65 - 0,85$, w_m fiind viteza amestecului material - aer, iar w_a viteza aerului. Viteza amestecului se ia de 5 m/s la transportul pe orizontală şi de 6 ÷ 10 m/s la transportul pe verticală.

$$3.\ \Delta p_c = G_s(1 - k_5 n)\frac{w_c^2}{2} \qquad (7.54)$$

unde : k_5 reprezintă un coeficient de scădere a vitezei prin şocuri ($k_5 \simeq 0,7$), n este numărul teoretic de şocuri în coturi, w_c este viteza la intrarea în cot, iar G_s este debitul de material.

$$4.\ \Delta p_h = \rho_m \cdot g(1+k_2)h + \Delta p_a(1+k_6) \qquad (7.55)$$

în care :

ρ_m - densitatea materialului ;

g - constanta acceleraţiei gravitaţionale ;

h - înălţimea porţiunii verticale ;

Δp_a - pierderea de presiune pe verticală pentru gaz, fără material solid ;

$k_6 = 0,1 - 0,15$.

5. Δp_g se adoptă între 150 - 300 mm H_2O.

Instalaţiile de transport pneumatic se execută fixe sau mobile. Avantajele lor sînt : transport complet automatizat, cheltuieli mici de deservire şi supraveghere ; spaţiu necesar mic şi posibilitatea de exploatare pe orice vreme. Cheltuielile de investiţii sînt însă mari, ele pot fi reduse adoptînd diametre mici ale conductei, dar în acest caz creşte consumul de energie.

7.3.5. Exploatarea transportoarelor

Pentru fiecare tip de transportor exploatarea şi operaţiile de întreţinere sînt specifice, ele vizînd o serie de elemente ca : organul de transport, sistemele de antrenare, de alimentare şi descărcare.

In cazul transportoarelor cu bandă se verifică paralelismul rolelor şi al tamburului de capăt pentru a evita deplasarea benzii de pe role şi tambur. Trebuie, de asemenea, verificată ungerea tamburilor de capăt, starea dispozitivului de curăţare al benzii pentru a evita deteriorarea sau chiar ruperea benzii transportoare.

Intreţinerea transportoarelor cu plăci este condiţionată în special de buna funcţionare a lanţului de antrenare. Se va verifica : rotirea uşoară a rolelor prin intermediul cărora plăcile se reazămă pe calea de rulare ; uzura plăcilor şi îmbinarea acestora cu lanţul transportorului.

Transportoare cu racleți necesită următoarele operații de întreținere în timpul exploatării acestuia :

- verificarea stării racleților ;
- verificarea sistemelor de antrenare și întindere a lanțului ;
- urmărirea uzurii jgheabului ;
- verificarea stării roților de lanț.

Intreținerea elevatoarelor cuprinde în principal :

- verificarea stării cupelor și a lanțului purtător ;
- verificarea și reglarea dispozitivului de întindere
- verificarea alimentării pentru evitarea scăderii randamentului elevatorului.

Defecțiunile frecvente ale elevatoarelor se datoresc funcționării defectuoase a dispozitivului de descărcare, fapt ce determină uzuri rapide ale lanțului și carcasei elevatorului.

Intreținerea transportoarelor elicoidale ține seama în special, de abrazivitatea și agresivitatea materialului transportat. Se va verifica : respectarea distanței între transportor și jgheab pe toata lungimea lui, protecția lagărelor contra prafului și protecția jgheabului în special pentru transportoarele care lucrează cu materiale puternic corosive.

Exploatarea corectă a transportoarelor oscilante și vibratoare necesită reglarea periodica a părții de producere a oscilațiilor sau vibrațiilor.

Intreținerea transportoarelor pneumatice este simplificată de faptul că acestea nu au piese în mișcare.